

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«Харківський політехнічний інститут»

А. В. ГАЙДАКА

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

**БАЗОВІ ЗНАННЯ ТА
НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ**

Навчальний посібник

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол №1 від 02.04.09.

Харків НТУ «ХПІ» 2009

ББК 34.445 я7
Г 14
УДК 621.822.6 (075)

Рецензенти: *В. І. Мороз*, д-р техн. наук, проф. (Українська державна академія залізничного транспорту);
О. А. Свіргун, канд. техн. наук (Харківський національний технічний університет сільського господарства)

Гайдамака А. В.

Г 14 Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення : навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХПІ», 2009. – с.

ISBN

У першій частині міститься теоретичний матеріал з підшипників кочення, що вивчається в курсі деталей машин, а саме: будова, особливості роботи, розрахунки. В другій частині посібника подано аналіз напрямків підвищення працездатності підшипників, описано шляхи досягнення поставленої мети, сформульовано конкретні завдання вдосконалення конструкції деяких деталей та поліпшення властивостей мастильного матеріалу.

Призначено для студентів технічних спеціальностей.

Іл. 89. Табл. 10. Бібліогр.: 7 назв.

ББК 34.445

ISBN

© А. В. Гайдамака, 2009 р.
© НТУ «ХПІ», 2009 р.

Передмова	5
ЧАСТИНА 1	
БАЗОВІ ЗНАННЯ	
Г л а в а 1. <i>Загальні відомості про підшипники</i>	7
1.1. Будова, переваги та недоліки	7
1.2. Класифікація	9
1.3. Характеристика основних типів	11
1.4. Умовні позначення	16
1.5. Матеріали, виготовлення, контроль якості	21
Г л а в а 2. <i>Підшипникові вузли</i>	26
2.1. Загальні вимоги	26
2.2. Основні схеми установки вала	26
2.3. Вибір підшипників валів механічних передач	29
2.4. Змащування підшипників	35
2.5. Ущільнення вузлів	38
Г л а в а 3. <i>Статика, кінематика, динаміка</i>	40
3.1. Розподіл радіального навантаження	40
3.2. Розподіл контактних напружень	43
3.3. Кінематика деталей	45
3.4. Швидкісний параметр	48
3.5. Втрати на тертя	49
Г л а в а 4. <i>Пошкодження деталей і розрахунки</i>	52
4.1. Основні види пошкоджень	52
4.2. Розрахунок на заданий ресурс	55
4.3. Розрахунок статичної вантажності	63
4.4. Приклад розрахунку на заданий ресурс	64
Г л а в а 5. <i>Приклади вдосконалення закордонних підшипників</i>	67
5.1. Керамічні тіла кочення	67
5.2. Керамічні та електроізолюючі покриття	68
5.3. Тороїдальні ролики	70
5.4. Сенсорні підшипники	71
5.5. Убудовані ущільнення	72

ЧАСТИНА 2

ВИБІРКОВІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Г л а в а 6. <i>Підшипники важких режимів експлуатації</i>	74
6.1. Надшвидкісні роликові та кулькові підшипники	75
6.2. Циліндричні роликopідшипники з радіальним та осьовим навантаженням	79
Г л а в а 7. <i>Особливості кінематики та змащування деталей</i>	88
7.1. Проковзування тіл кочення	88
7.2. Умови роботи та види змащування	98
7.3. Гідродинамічний режим змащування контакту	101

7.4. Змішаний режим змащування контакту	107
Г л а в а 8. <i>Альтернативні методи розрахунку ресурсу</i>	108
8.1. Нестандартизовані методи розрахунку	108
8.2. Підбір мастильного матеріалу	116
8.3. Прогнозування та діагностика працездатності	121
8.4. Шляхи підвищення працездатності підшипників	123
Г л а в а 9. <i>Підшипник кочення як трибологічна система</i>	128
Г л а в а 10. <i>Функціонування та розрахунки сепараторів</i>	133
10.1. Сучасний рівень і тенденції розвитку конструкцій склополіамідних сепараторів	133
10.2. Склад і структурні елементи конструкції	137
10.3. Кінематика сепаратора	143
10.4. Сили, що діють на сепаратор	152
10.5. Розрахункові схеми та розрахунки міцності сепараторів	170
10.6. Полімерні матеріали для сепараторів	172
Г л а в а 11. <i>Заїдання як визначальний процес зношування деяких деталей підшипників кочення важких режимів експлуатації</i>	182
11.1. Природа процесу заїдання	182
11.2. Особливості заїдання в деяких підшипниках	184
11.3. Критерії заїдання деталей машин	186
Г л а в а 12. <i>Трибоспряження підшипників як об'єкт дослідження</i>	190
12.1. Параметри стану поверхневих шарів деталей	190
12.2. Спряження “кулька – жолоб” кулькових підшипників	199
12.3. Спряження “циліндричний ролик – доріжка кочення”	202
12.4. Спряження “торець циліндричного ролика - борт кільця”	204
12.5. Спряження “сепаратор – базуюче кільце підшипника”	212
12.6. Загальний підхід до забезпечення потрібного ресурсу підшипників	214
12.7. Завдання із забезпечення зносостійкості спряження “торець циліндричного ролика - борт кільця” нормальних підшипників	221
12.8. Завдання з удосконалення конструкції сепаратора та забезпечення зносостійкості спряження “сепаратор – базуюче кільце підшипника”	223
12.9. Завдання із забезпечення зносостійкості спряження “кулька – жолоб” швидкісних кулькових підшипників	226
12.10. Постановки задач моделювання тертя та зносу деталей швидкісних кулькових підшипників	227
Г л а в а 13. <i>Способи та обладнання для випробування спряжень деталей і підшипників</i>	236
13.1. Способи випробування трибоспряжень деталей на знос	236
13.2. Пристрої для випробування трибоспряжень деталей	243
13.3. Спосіб та стенд для випробування великогабаритних циліндричних роликopідшипників з радіальним та осьовим навантаженням	246
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	250

ПЕРЕДМОВА

У вітчизняній та закордонній науковій літературі на разі існує багато фундаментальних робіт з підшипників кочення як загальномашинобудівного, так і спеціального призначення. У них докладно подано *усталені* відомості про будову, конструктивні особливості, статику, кінематику, динаміку, розрахунки підшипників, деякі особливості їх експлуатації та виготовлення. Вказана література призначена переважно для інженерно-технічних працівників, які займаються проектуванням, виготовленням та експлуатацією різних об'єктів техніки із застосуванням підшипників кочення.

Значно менше видано монографій та книг з дослідження працездатності підшипників кочення, де розглядаються теоретичні підходи до вирішення питань поліпшення їх технічних характеристик, дається аналіз факторів впливу, ілюструється впровадження конкретних розробок. Така література вкрай необхідна не тільки інженерно-технічному персоналу будь-якого виробництва, а й науковим працівникам, аспірантам, студентам, які займаються теоретичними та прикладними питаннями удосконалення конструкції, технології виготовлення та експлуатації підшипників кочення.

Дуже корисними для майбутніх дослідників у галузі підшипників кочення можуть бути роботи, де пропонується аналіз напрямків підвищення їх працездатності, подаються шляхи досягнення цієї мети, формулюються постановки конкретних задач. Тому в цій роботі, поряд зі стислим викладенням базових відомостей про підшипники кочення, розглядаються *деякі вибіркові* напрямки підвищення їх ресурсу, які, на думку автора, стимулюватимуть творче обмірковування, поглиблене і прискорене опановання завдань покращення технічних характеристик підшипників.

ЧАСТИНА 1

БАЗОВІ ЗНАННЯ

Підшипники кочення – основний вид опор валів та осей в машинах; їх функціонування відбувається переважно в умовах тертя кочення.

Перші спроби використання опор кочення відомі близько 4000 років у найбільш розвинутих народів світу – єгиптян, китайців, асирійців. Вони використовували катки для транспортування кам'яних блоків пірамід та культових споруд. У Росії при транспортуванні з Фінляндії скелі для пам'ятника царю Петру до Санкт-Петербурга використовували бронзові кулі.

Перший проект опори кочення, що був подібний сучасним підшипникам кочення, запропонував Леонардо-да-Вінчі. Промислове виготовлення підшипників кочення розпочалося у 1883р. у Німеччині після появи шліфувальних верстатів для кульок та роликів, і з того часу неперервно відбувається удосконалення їх конструкції та технології виробництва. Особливо відчутно рівень надійності підшипників збільшився з кінця першої половини минулого сторіччя, коли методи конструювання отримали наукову базу розрахунків у роботах Г. Лундберга, А. Пальмгрена, В. Трейєра.

Сьогодні ведучими світовими фірмами підшипникового виробництва є SKF (Швеція), FAG (Німеччина), Timken (США). У СНД підшипники виробляють 25 спеціалізованих заводів, три з яких розташовані в Україні (Харків, Вінниця, Луцьк).

Важко назвати сучасний механізм, машину чи прилад, де б не використовувалися підшипники кочення. Однак найбільшого поширення підшипники кочення дістали в сільськогосподарському машинобудуванні (630 типорозмірів), автомобілебудуванні (більше 500 типорозмірів), залізничному транспорті (110 типорозмірів). У мініатюрних опорах (годинники, дрібні прилади), а також у

величезних енергетичних об'єктах (водяні і парові турбіни, турбогенератори) підшипники кочення поступають підшипникам ковзання.

Підшипникова промисловість – одна з найбільш розвинутих в технологічному відношенні, в ній сконцентровані останні досягнення в технології металообробки та автоматизації виробництва. Випускаються різноманітні підшипники масою від 0,04 г до 130 т і діаметром внутрішнього кільця від 0,6 мм до 12 м, які можуть обертатися зі швидкістю до 300 тис. хв^{-1} , витримувати навантаження порядку декількох тисяч кілоньютонів, працювати при температурах, близьких до абсолютного нуля, в умовах підвищеної радіації, хімічної активності та забруднення оточуючого середовища.

Відомо три класи підшипників кочення: підшипники з рідинним та консистентним (пластичним) змащуванням, підшипники з твердою мастильною речовиною, підшипники із самозмащувальним матеріалом. Нижче розглядається найбільш поширений у техніці перший клас підшипників кочення, який є основним видом опор валів та осей машин і приладів.

ГЛАВА 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПІДШИПНИКИ

1.1. БУДОВА, ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ

Підшипники кочення, як правило, складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, сепаратора 4 (рис. 1.1).

Тіла кочення (рис. 1.1, б) перекочуються по бігових доріжках кілець і забезпечують їх взаємне переміщення. Сепаратор розділяє тіла кочення, утримує їх на одній відстані та покращує змащування. Конструкція сепаратора (рис. 1.1, в) залежить від типу підшипника та умов його експлуатації.

Підшипники кочення, хоча і функціонують як механізми, але їм не завжди притаманна одна з характерних властивостей механізмів – передавання руху. Таким чином, підшипник кочення, коли одне з кілець нерухоме, являє со-

бою складну механічну систему з довгочасним циклічним характером навантаження деталей. Саме це визначає особливий підхід до оцінки працездатності підшипника через показники надійності.

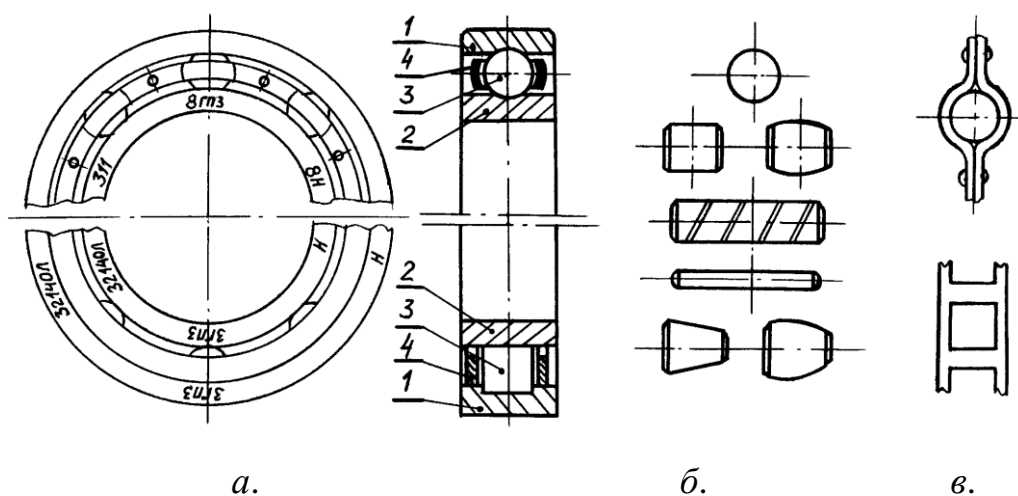


Рис. 1.1. Будова підшипників

Переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

- менші осьові габарити ($y \approx 2 \dots 3$ рази) при однаковій вантажності;
- менше тертя при пуску і помірних частотах обертання ($y \approx 5 \dots 10$ разів);
- більша надійність при частих змінах режимів експлуатації;
- відносна простота технічного обслуговування;
- повна взаємозамінність;
- низька вартість при масовому виготовленні.

До недоліків підшипників кочення відносять:

- достатньо великі радіальні габарити;
- більший опір обертанню і нагрівання при високих частотах обертання;
- велике розсіювання ресурсу (10...20-кратне) партії однотипних підшипників при однакових умовах експлуатації;
- змінна жорсткість за кутом повороту, що викликає вібрацію вала та шумність роботи внаслідок циклічного перекочування тіл кочення через зону навантаження опори;
- менша здатність до демпфірування вібраційних та ударних навантажень;

- висока вартість підшипників при дрібносерійному виробництві.

1.2. КЛАСИФІКАЦІЯ

Підшипники кочення можна класифікувати за зазначеними нижче ознаками.

1) За формою тіл кочення: *кулькові і роликові*. Останні, у свою чергу, залежно від форми роликів розділяють на групи: з короткими та довгими циліндричними, з бочкообразними симетричними та несиметричними, з голчастими, з конічними, з витими.

2) За напрямком сприйняття зовнішньої сили: *радіальні*, що сприймають переважно радіальну силу, яка діє перпендикулярно до осі обертання підшипника (рис. 1.2, а); *радіально-упорні*, що сприймають комбіноване навантаження у вигляді одночасно діючих радіальних і осьових сил (рис. 1.2, б); *упорно-радіальні*, що сприймають в основному осьові сили, і одночасно незначні радіальні сили (рис. 1.2, в); *упорні*, що сприймають осьові сили (рис. 1.2, г).

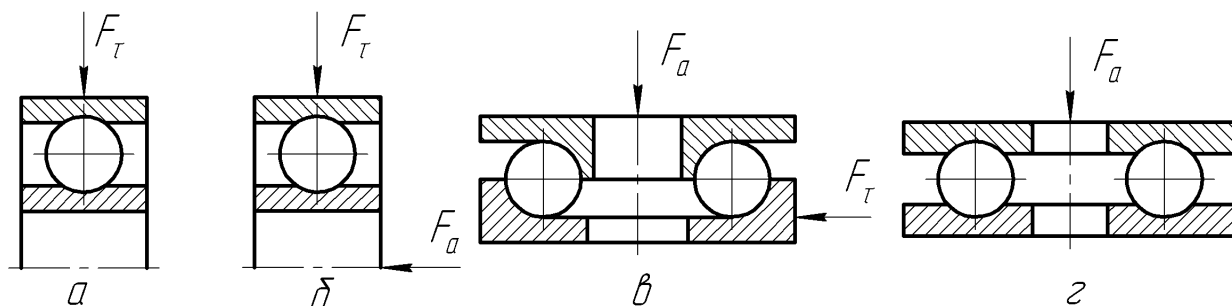


Рис.1.2. Типи кулькових підшипників

3) За габаритними розмірами, що пов'язані з вантажністю, підшипники характеризують розмірними серіями за діаметром та шириною (на рис. 1.3 наведено наближене співвідношення деяких розмірних серій): 1 – надлегка; 2 – особливо легка; 3 – легка; 4 – легка широка; 5 – середня; 6 – середня широка; 7 – важка. З підвищенням габаритних розмірів зростає вантажність, але знижується гранична частота обертання. Найбільше поширення в загальному машинобудуванні мають легкі та середні вузькі серії підшипників.

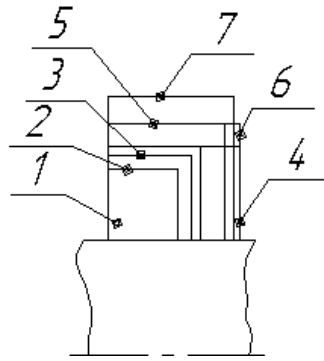


Рис.1.3. Порівняльні розміри підшипників різних серій

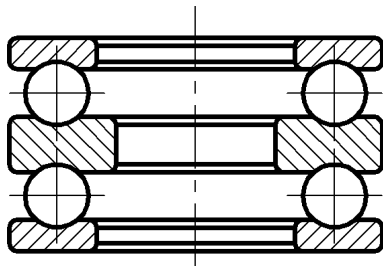


Рис.1.4. Дворядний упорний кульковий підшипник

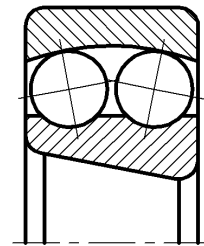


Рис.1.5. Дворядний сферичний кульковий підшипник

4) За основними конструктивними ознаками:

- числом рядів тіл кочення: одно- (рис. 1.2), дво- (рис. 1.4), багаторядні несамоустановлювальні та здвоєні самоустановлювальні (рис. 1.5);
- формою отвору: циліндричний (рис. 1.2, а, б) і конічний (рис. 1.5);
- наявністю канавок на зовнішніх кільцях (рис. 1.6, а), стопорної шайби (рис. 1.6, б), відсутністю бортів на кільцях (рис. 1.6, з, д), і таке інше.

5) За точністю підшипники розділяють на класи, що позначають цифрами порядку росту точності, як наприклад для кулькових радіальних і радіально-упорних та роликових радіальних, а саме: 8,7, нормальний, 6, 5, 4, Т, 2*. Точність підшипників кочення в основному характеризується точністю геометричних розмірів деталей, точністю взаємного розміщення поверхонь деталей і точністю обертання. Зі зростанням класу точності вартість підшипника значно збільшується. Залежно від спеціальних вимог до рівня вібрації, моменту тертя та ін. підшипники розділяють на категорії – А, В, С. Точність виготовлення підшипника визначає його функціональні можливості і ресурс. Найбільшого по-

ширення в загальному машинобудуванні набули підшипники нормального класу точності категорії С без спеціальних вимог.

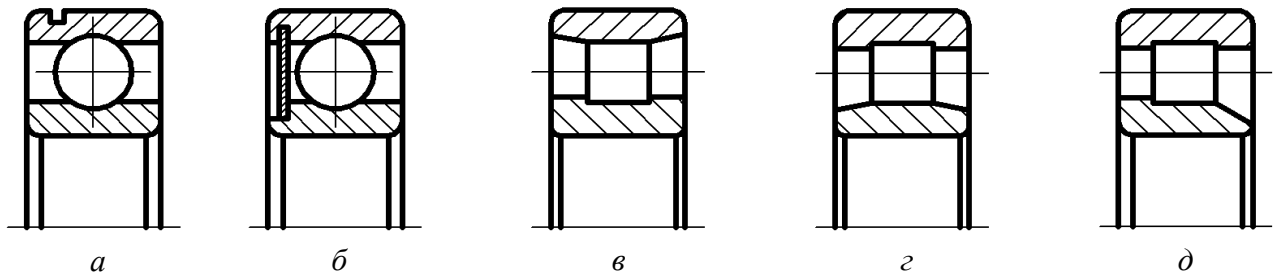


Рис.1.6. Конструктивні особливості кілець підшипників



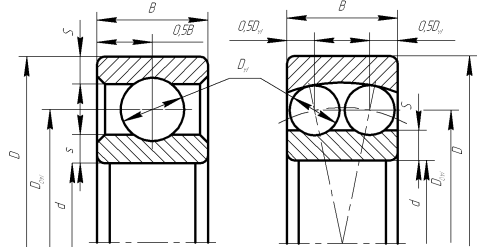
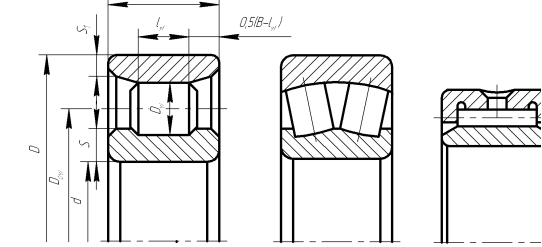


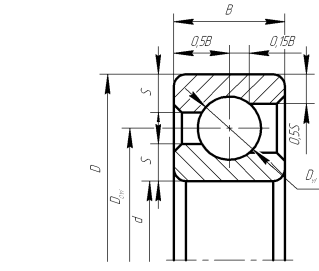
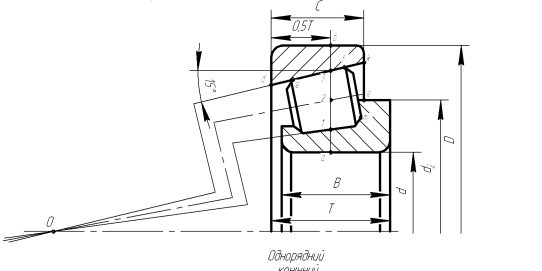
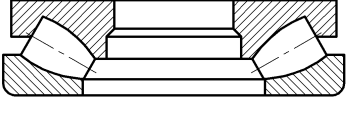

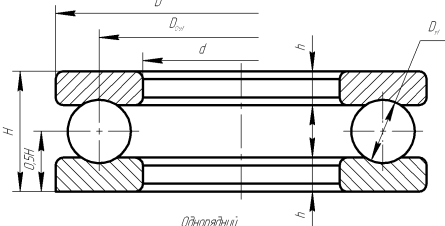
Наведена класифікація не відбиває всього різноманіття конструктивних різновидів підшипників. Багато з них виконують, наприклад, з різними закріпними втулками, спеціальними ущільненнями й іншими допоміжними деталями. Усе ширше застосовують підшипники типу «сполучених опор», де одне з кілець є деталлю вузла. Окрім класифікації за конструктивними ознаками, підшипники розрізняють за видами пошкоджень, які виникають в експлуатації.

Множина конструктивних ознак підшипників кочення визначає *тип* підшипників.

1.3. ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНИХ ТИПІВ

Найбільше поширення в загальному машинобудуванні одержали наступні типи підшипників кочення: кульковий радіальний однорядний, кульковий радіальний дворядний сферичний, роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами, роликовий радіальний дворядний сферичний, роликовий радіальний голчастий, кульковий радіально-упорний, роликовий радіально-упорний конічний, кульковий упорний, роликовий сферичний упорно-радіальний (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Тип підшипника та умовне позначення	Кулькові підшипники	Ролікопідшипники
<p>Радіальний</p> <p> 0000  2000</p>	 <p>Однорядний (00000) $D_{pr} = 0,32(D-d)$ $S = 0,15(D-d)$</p> <p>Дворядний сферичний (10000) $D_{pr} = 0,25(D-d)$ $S = 0,17(D-d)$</p>	 <p>Однорядний (2000) $D_{pr} = 0,28(D-d)$ $S = 0,16(D-d)$ $L_r = D$ $S_r = 0,11(D-d)$</p> <p>Дворядний сферичний (3000)</p> <p>Гострий (74000)</p>
<p>Радіально-упорний</p> <p> 6000  7000</p>	 <p>Однорядний (6000) $D_{pr} = 0,32(D-d)$ $S = 0,15(D-d)$</p>	 <p>Однорядний конічний (7000) $b = 3-3-2-2-1-1-a$ $Rk = d/6$</p>
<p>Упорно-радіальний</p>		 <p>Сферичний (39000)</p>
<p>Упорний</p> <p> 8000</p>	 <p>Однорядний (8000) $D_{pr} = 0,52h$</p>	

Примітка Т, В, d, D, H, h – вибирають по каталогу

Кульковий підшипник радіальний однорядний – найбільш масовий тип підшипників; може сприймати не тільки радіальні, але й осьові сили, що діють в обох напрямках уздовж осі вала і які не перевищують 70 % від невикористаної допустимої радіальної сили. У порівнянні з іншими типами підшипників кочення радіальні однорядні кулькові підшипники працюють з мінімальними втратами на тертя і, отже, допускають найбільшу частоту обертання.

Кульковий підшипник радіальний дворядний сферичний призначений для сприйняття радіальних сил, але може сприймати одночасно і двосторонні осьові сили (до 20 % величини від невикористаної допустимої радіальної). Доріжка кочення на зовнішньому кільці оброблена по сфері, що забезпечує нормальну роботу підшипника навіть при значному ($\approx 2 \dots 3^\circ$) перекосі кілець. Підшипники встановлюють на двоопорних валах, що допускають значні прогини під дією зовнішніх сил, а також у вузлах з незабезпечуваною строгою співвісністю посадкових місць.

Роликopідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами мають значно більшу ($\approx 70\%$) радіальну вантажність у порівнянні з рівногабаритними радіальними кульковими підшипниками, але за швидкісною характеристикою трохи їм поступаються ($\approx 80\%$) і значно дорожчі. Підшипники дуже чутливі до перекосів кілець, що викликають концентрацію навантаження на краях роликів, і вимагають точної співвісності посадкових місць (кут перекосу кілець, що допускається, не повинний перевищувати $2'$). У зв'язку з цим усе більшого застосування знаходять роликopідшипники з опуклою утворюючою роликів (бомбиновані ролики), що дозволяє підвищити їхню довговічність. Деякі типи роликopідшипників (12000, 42000, 52000, 62000, 92000) можуть сприймати односторонню і двосторонні помірні осьові сили. Допустима величина осьової сили з урахуванням тривалості і характеру дії визначається умовами ковзання торцевих поверхонь роликів відносно бортів кілець.

Роликopідшипники радіальні дворядні сферичні за динамічною вантажністю майже в 2,5 рази перевищують рівногабаритні кулькові підшипники радіальні однорядні сферичні, а за вартістю – в 4,5 рази дорожчі. Ці підшипники можуть одночасно сприймати й осьове навантаження, що діє в обох напрямках і не перевищує 25 % величини невикористаного допустимого радіального навантаження, а також працювати при чисто осьовому навантаженні. Підшипники допускають значний перекоє кілець ($\approx 2 \dots 3^\circ$) і встановлюють на важконавантажених дво- і багатоопорних валах зі значними прогинами, а також у вузлах з незабезпеченою строгою співвісністю посадкових місць.

Роликопідшипники радіальні голчасті мають удвічі більшу радіальну вантажність і підвищену вартість у порівнянні з рівногабаритними радіальними кульковими підшипниками. Через відсутність сепаратора вони мають відносно високі втрати на тертя між голками. Тому гранична частота обертання у підшипників цього типу в 2...3 рази менша, ніж у рівногабаритних радіальних кулькових підшипників. Випускаються підшипники у двох модифікаціях: із внутрішнім і зовнішнім кільцями, а також без внутрішнього кільця. Голчасті підшипники надзвичайно чутливі до неспіввісності посадкових місць (перекіс кілець недопустимий) і прогинів валів, використовують при обмежених радіальних розмірах.

Кулькові підшипники радіально-упорні призначені для сприйняття спільнодіючих радіальних і однобічних осьових сил. Можуть сприймати чисто осьову силу. Висота одного з бортів зовнішнього чи внутрішнього кільця зменшена майже до рівня бігової доріжки, що дозволяє закладати в підшипник на 45 % більше кульок того ж діаметра, ніж у радіальний кульковий підшипник. Здатність сприймати осьове навантаження визначається величиною кута контакту α . Зі збільшенням кута контакту осьова вантажність зростає внаслідок зменшення радіальної складової. Динамічна вантажність цих підшипників більша, ніж радіальних однорядних кулькових підшипників на 10...20 %, а за вартістю вони вдвічі дорожчі. Підшипники виконують нерознімними (монтаж і демонтаж здійснюють з нагріванням зовнішнього кільця) і рознімними (зі знімним зовнішнім чи внутрішнім кільцем). У останніх профілі доріжок кочення утворені, наприклад, двома дугами зі зміщеними центрами, і кулька торкається кілець у чотирьох точках. Такі підшипники можуть сприймати радіальне, а також двостороннє осьове навантаження, яке не повинне перевищувати 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

Роликопідшипники радіально-упорні конічні призначені для сприйняття спільнодіючих радіальних і однобічних осьових сил при допустимих швидкостях, утричі менших, ніж у радіальних кулькових підшипників. Допустимий кут перекосу кілець дуже обмежений і не повинен перевищувати $2'...4'$. За ди-

намічною вантажністю ці підшипники вдвічі перевищують рівногабаритні радіальні кулькові підшипники і всього на 30 % дорожчі. Вказані вище експлуатаційні властивості конічних підшипників обумовили їхнє широке застосування в техніці (друге місце за поширеністю після радіальних кулькових підшипників). Конічні роликопідшипники мають знімне зовнішнє кільце, що дозволяє робити роздільний монтаж і демонтаж кілець. При монтажі й в експлуатації ці підшипники мають потребу в ретельному регулюванні осьових зазорів: малі і великі зазори небажані, через те що можуть призвести до неприпустимого зростання температури і руйнування деталей. Поряд з основною конструкцією ($\alpha = 10...17^\circ$) промисловість виготовляє підшипники з великим кутом контакту ($\alpha = 25...29^\circ$) для сприйняття особливо великих осьових сил, а також дво- і чотиррядні ($\alpha = 10...17^\circ$) конічні підшипники. Кут конусності роликів становить $1,5...2^\circ$; конусна поверхня виконується модифікованою (бомбінована), що дозволяє підвищити в 1,5...2 рази ресурс підшипників.

Кулькові підшипники упорні призначені для сприйняття осьових навантажень, допускають значно меншу ($y \approx 2...3$ рази) частоту обертання порівняно з іншими типами кулькових підшипників, тому що доріжки кочення їх можуть сприймати лише обмежені відцентрові навантаження. На горизонтальних валах ці підшипники працюють гірше, ніж на вертикальних і вимагають точного регулювання і постійного підвантаження кілець пружинами. Однорядні підшипники сприймають однобічні осьові сили, дворядні можуть сприймати осьові сили в обох напрямках.

Підшипники упорно-радіальні роликові сферичні призначені для сприйняття значних осьових сил при одночасній дії радіального навантаження, що не перевищує 15 % від невикористаної допустимої осьової сили. Цей підшипник має властивість самовстановлюватися подібно дворядним сферичним кульковим та роликовим підшипникам і допускає кут перекосу кілець до 3° .

1.4. УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Усі підшипники кочення, крім підшипників за ГОСТ 4060-78 та ГОСТ 24310-80, що виготовлені на заводах України та СНГ, мають умовні позначення відповідно до ГОСТ 3189-89. Умовні позначення призначаються для маркіровки підшипників після їх виготовлення; позначень на кресленнях в специфікаціях, а також в технічній літературі, документації заказів і поставок, обліку і звітності.

Умовне позначення підшипника кочення має основну та додаткові частини. Основна частина характеризує найбільш важливі параметри підшипників: тип, серію, внутрішній діаметр; додаткові – конкретні особливості установлювання підшипника, умови його роботи, конструкцію опор, температуру, змащування і таке інше.

Кожен підшипник має знак заводу і рік випуску. Знак заводу-виготовлювача до 1992 р. складався з цифр і букв: цифри означали номер заводу, а букви – назву. Наприклад: 8 ДПЗ – 8-й Державний підшипниковий завод. З 1992р. деякі заводи мають знаки, які означають скорочену назву заводу за місцем його розташування (ХАРП – Харківський підшипниковий завод).

У нерозбірних підшипників клеймують одне внутрішнє кільце, чи одну з шайб; у розбірних клеймо наносять на обидва кільця. Сепаратор клеймують, якщо він не входить до комплекту одного з кілець. На рис. 1.1, *а* наведено приклад маркірування підшипника кочення.

Маркіруванню підлягають основна і додаткові частини умовного позначення. Основна частина наносяться механічним клеймуванням, додаткові – іскровим методом. Іноді підшипник маркірується тільки основною частиною умовного позначення (див. рис. 1.1, *а*), а додаткові частини заносяться у супроводжувальні документи (карту якості та інші).

Умовне позначення підшипників кочення, наприклад з діаметром отвору від 20 мм до 495 мм (окрім розбірних однорядних кулькових підшипників),

складається з ряду цифр та букв і має вигляд схеми (рис. 1.7), яка зображує основну і дві додаткові частини:

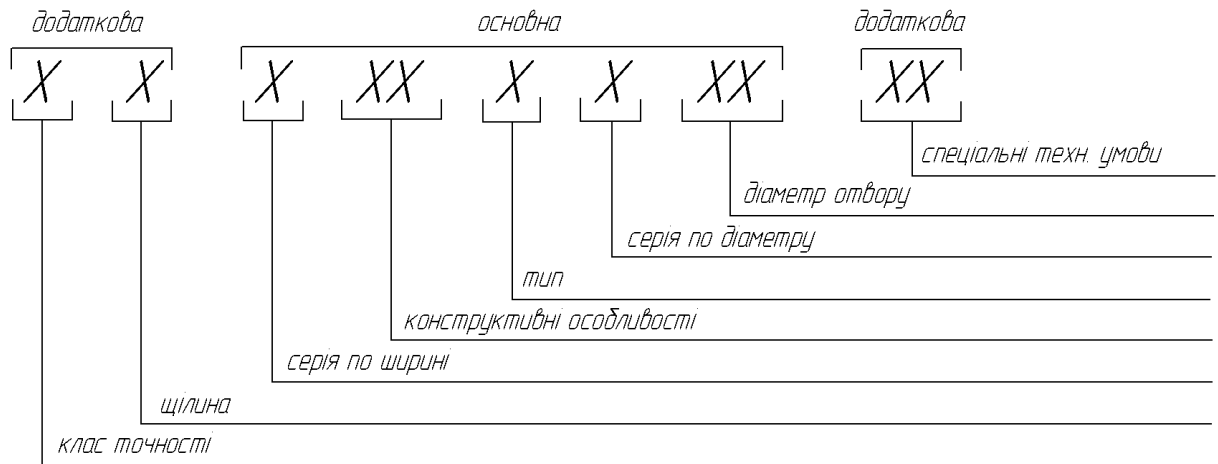


Рис.1.7. Схема умовного позначення підшипників кочення

Розшифровку умовного позначення рекомендується виконувати в запропонованій послідовності – справа наліво, починаючи з основної частини.

- Діаметр внутрішнього кільця (ГОСТ 3189-89) в діапазоні від 20 мм до 495 мм умовно позначається двома цифрами справа основної частини умовного позначення, які є часткою від ділення розміру діаметра на цифру *n'ять*.
- Тип підшипника (ГОСТ 3395-89), тобто сукупність ознак, які визначають його найбільш важливі властивості (напрям сприймання навантаження, форма поверхні тіл кочення), вказують четвертою цифрою справа основної частини умовного позначення – відповідно з табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Четверта цифра справа	Тип підшипника	Приклад позначення
0	Кульковий радіальний однорядний	205
1	Кульковий радіальний сферичний дворядний	1205
2	Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний	2205
3	Роликовий радіальний сферичний дворядний	3205
4	Роликовий радіальний голчастий	4205

5	Роликовий радіальний з витими роликами однорядний	5205
6	Кульковий радіально-упорний (однорядний та здвоєний)	36205, 236205
7	Роликовий радіальний конічний (одно-, дво-, чотирирядний)	7206, 97506, 77172
8	Кульковий упорний (однорядні, двійні)	8205, 38205
9	Роликовий упорно-радіальний сферичний, роликовий упорний сферичний	9039280

- Серія підшипника за діаметром та за шириною (ГОСТ 3478-79) позначається цифрою відповідно на третій та сьомій позиціях справа основної частини умовного позначення згідно з табл. 1.3.
- Конструктивні особливості (ГОСТ 3395-89) позначають двома цифрами в п'ятій і шостій позиціях справа основної частини умовного позначення, які вводяться не для всіх підшипників.
- Клас точності та група радіальних щілин (ГОСТ 24810-76), а також момент тертя проставляються ліворуч основної частини умовного позначення у його додатковій частині – відповідно до табл.
- Спеціальні технічні вимоги до підшипників (ГОСТ 3189-89) позначають справа від основного умовного позначення у його додатковій частині – відповідно до табл.1.4, табл.1.5.

Приклади розшифровки умовних позначень підшипників:

1) 310E – підшипник кульковий радіальний однорядний з внутрішнім діаметром 50 мм, середньої серії, з сепаратором із пластичних матеріалів, нормального класу точності.

2) 1027340M – роликпідшипник радіально-упорний конічний однорядний, з великим кутом конусності, модифікованого контакту, з діаметром отвору 200 мм, середньої серії діаметрів і нормальної серії ширин, нормального класу точності.

3) 7-6-180506BT2C4 – кульковий підшипник радіальний однорядний, з діаметром отвору 30 мм, легкої широкої серії, з двома захисними шайбами, масивним сепаратором із безолов'янистої бронзи, 6-го класу точності, з радіальною щілиною за додатковим рядом 7, експлуатація якого відбувається при $t = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ у консистентному мастилі ЦИАТИМ-221С.

Таблиця 1.3

Серія		Надлегка												Особливо легка				
по діаметру		8					9							1				
По ширині		вузька	нормальна	широка	особливо широка		вузька	нормальна	широка	особливо широка				вузька	нормальна	широка	особливо широка	
позначення серії	3-я цифра справа	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9	9	9	1	1	1	1	1
	7-а цифра справа	7	1	2	3	4	7	1	2	3	4	5	6	7	0	2	3	4
Приклади позначення серій		700800	700800		3007800		7000900	1000900		4032900				7000100	100	2007100	3003100	4854100
серія		середня					важка			Невизначена								
по діаметру		3 чи 6*					4			7				8				
по ширині		вузька	нормальна	широка	особливо широка		вузька	широка		0				невизн.				
позначення	3-я цифра справа	3	3	6	3		4	4		7				8				
	7-а цифра справа	0	1	0			0	2		0				0				
Приклади позначення серій		300		3600	3056300		400	2086400		700				800				

Примітки: 1. Для упорних підшипників цифра «5» на третій позиції, «0» на сьомій позиції позначає особливо важку серію. 2. Цифра «6», яка позначена зірочкою, характеризує серію по діаметру і ширині. 3. Підшипники невизначених серій в умовних позначеннях повинні мати не більше шести знаків.

Таблиця 1.4

Підшипники, деталі	Додаткові знаки	
	при першому виконанні	при подальшому у виконанні
1	2	3

Усі деталі підшипника чи їх частина із нержавіючої сталі	Ю	Ю 1, Ю 2, ...
Кільця і тіла кочення чи тільки кільця (одне кільце) із цементованих сталей	Х	ХІ, Х2, ...
Деталі із теплостійких сталей	Р	Р1, Р2, ...
Сепаратор із чорних металів	Г	Г 1, Г2, ...
Сепаратор із безолов'яністої бронзи	Б	Б1, Б2, ...
Сепаратор із алюмінієвого сплаву	Д	Д1, Д2, ...
Сепаратор з латуні	Л	Л 1, Л2, ...
Сепаратор із пластичних матеріалів (поліамід та інші)	Е	Е1, Е2, ...
Деталі, які виготовляють із спеціальних матеріалів (тверді сплави, кераміка та інші)	Я	Я1, Я2, ...
Конструктивні зміни деталей	К	К1, К2, ...
Спеціальні вимоги до підшипника по шуму	Ш	Ш 1, Ш 2, ...
Модифікований (поліпшений) контакт роликів з біговими доріжками кілець	М	
Покриття свинцем, кадмієм і т.і.	У	У 1, У2, ...
Підшипники закритого типу при заповненні мастилом: ОКБ122-7 ЦИАТИМ-221 ЦИАТИМ-221С ЦИАТИМ-202		
	СІ	
	С2	
	С4	
	С5	
Спеціальні вимоги до механічних властивостей матеріалу деталей	Т, Т1, Т2, Т3 т.і. (див. табл.1.6)	
Деталі із сталі ШХ зі спеціальними добавками (ванадій, кобальт,...)	З	

Таблиця 1.5

Температура відпускання кілець, °С	200	225	250	300	350	400	450
Додаткове умовне означення	Т	Т1	Т2	Т3	Т4	Т5	Т6

Примітки до табл. 1.4 і 1.5:

1. Для роликів циліндричних підшипників буква "К" означає залізний штампований сепаратор; "Ш" – підшипник має нормовану шумність, яка встановлена за допомогою еталону на заводі-виготовлювачі і яка узгоджена із споживачем; "У" – покриття, які утворені по основному металу (для кілець – зі сталі ШХ-15, для змійкових сепараторів – зі сталі 10, 20). 2. Підшипники закритого типу при заповненні мастилом ЦИАТИМ-201 додаткових позначень не мають. 3. Позначення підшипників, які мають декілька відмінних ознак, можуть складатись з двох, трьох перелічених вище букв чи букви з цифрою. Наприклад, ЮНТ, К1, Б1 і т.і. 4. Позначенню підшипників з короткими циліндричними роликами, які мають масивний латунний заклепковий сепаратор, додатковий індекс "Л" не надається.

1.5. МАТЕРІАЛИ, ВИГОТОВЛЕННЯ, КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ

Підшипникові сталі поділяють на дві групи – високовуглецеві твердогартовані і маловуглецеві цементовані.

Кільця і тіла кочення підшипників загального застосування виготовляють в основному зі сталі першої групи, а саме, сталі ШХ-15. Підшипники великих габаритів ($d > 100$ мм) звичайно виготовляють зі сталей підвищеного гартування – ШХ15СГ, ШХ20СГ. Конічні підшипники масового виробництва виготовляють з цементованої сталі марок 15Х, 20Х, 18ХГ, 15Г. Для роботи в умовах високих температур (до 500°C), в агресивних середовищах кільця і тіла кочення виготовляють з жароміцних і корозійно-стійких сталей. Поліпшення якості застосованого металу досягається за рахунок зниження вмісту шкідливих домішок у металі – виплавою у вакуумних печах, електрошлаковим переплавом. Наприклад, сталь ШХ15-ВД електрошлакового переплаву з наступним вакуумно-дуговим переплавом використовують для відповідальних підшипників, що дозволяє підвищити їхню довговічність у 1,5...2,5 рази.

У технологічний процес виготовлення деталей підшипників кочення входять: обробка тиском, механічна і термічна обробка, комплектувально-складальні і контрольні операції. У крупносерійному і масовому виробництві заготовок кілець усе більш міцні позиції займає штампування на багатопозиційних гарячештампувальних прес-автоматах. У масовому виробництві заготовок кілець конічних підшипників усе ширше застосовується поперечно-гвинтова прокатка. Утворення фасок, галтелей і канавок кілець здійснюють на токарських багатошпиндельних пруткових і патронних автоматах. Термічна обробка кілець може виконуватися нагріванням під загартування в захисній атмосфері, загартуванням у швидкогартувальних оліях, гартуванням ТВЧ, у вакуумі. Шліфувальні і доводочні операції – найбільш відповідальні в технологічному циклі виготовлення підшипників. Вони визначають основні параметри якості підшипників (точність обертання, довговічність, рівень вібрації) і значною мірою продуктивність усієї технологічної обробки деталей (трудомісткість шліфувально-доводочної обробки становить біля половини загальної тру-

домісткості виготовлення підшипника). Першу операцію здійснюють прогресивним методом сполученого шліфування декількох поверхонь кілець, що забезпечує задану точність розмірів, взаємне розташування і геометрію поверхонь. На доводочних операціях зрізається дефектний шар, знижується шорсткість, зменшується до заданих значень хвилястість оброблюваних поверхонь.

Заготовки кульок одержують звичайним холодним висадженням на швидкохідних прес-автоматах. Великі кульки виготовляють напівгарячою і гарячою обробкою тиском. Після штампування заготовки обкатують чавунними дисками (флешинг-процес), видаляють облой, виконують термічну обробку, шліфування і доведення чавунними дисками з абразивною пастою. Заключні операції – це мийка і сушіння кульок, контроль якості поверхні.

Заготовки роликів одержують штампуванням, великі ролики точать із прутка. Шліфування циліндричних і конічних роликів здійснюють безцентровим методом. Ролики всіх конструктивних різновидів сортують за діаметрами і довжиною на розмірні групи.

Сталеві сепаратори виготовляють зі смугового матеріалу за допомогою холодного штампування на багатошпіндельних пресах. Сепаратори з кольорових металів (алюміній, латунь, бронза) виготовляють литтям з наступною механічною обробкою (обточування, фрезерування, прошивання). Перспективний напрямок удосконалення підшипників і їхнього виробництва – застосування полімерних матеріалів замість металевих (сталь, латунь, бронза) у конструкціях сепараторів. Сепаратори з полімерних матеріалів одержують литтям у спеціальні форми, на литних автоматах без механічної і будь-якої іншої обробки. Виготовлення сепараторів малогабаритних підшипників здійснюється в багатомісній формі, а великогабаритних – в одномісній. Склополіамідні сепаратори завдяки унікальним пружним, демпфіруючим, антифрикційним, мастилоутримуючим здатностям упевнено витісняють металеві не тільки у виготовленні підшипників загального застосування, але й високошвидкісних, а також у підшипниках важких режимів навантаження. Наприклад, лідер світового

підшипникового виробництва фірма SKF, частка якої у продажу підшипників кочення складає понад 20 %, здійснює випуск усіх підшипників загального призначення тільки з полімерними сепараторами.

У підшипниковій промисловості розроблені засоби автоматизації практично всіх трудомістких складальних операцій. Наприклад, комплектація однорядних радіальних кулькових підшипників здійснюється за різницею діаметрів доріжок кочення зовнішніх і внутрішніх кілець з урахуванням необхідної розмірної групи кульок за допомогою комплектувально-складальних автоматів. На спеціальних автоматах виконують з'єднання напівсепараторів (клепка, зварювання), миєчно-консерваційні операції, монтаж у підшипники захисних шайб і настановних кілець, пакування підшипників.

У виробництві підшипників переважає технологічний керуючий контроль. Однак деякі геометричні параметри деталей і зібраних підшипників контролюються стопроцентно. Наприклад, у підшипниках загального призначення контролюється точність розмірів і геометричної форми посадкових отворів, точність обертання підшипників, а також вихідні геометричні параметри – радіальний і осьовий зазори, кут контакту, монтажна висота.

Для спеціальних умов експлуатації, наприклад в опорах шпинделів деяких верстатів, застосовують так звані гібридні підшипники кочення, у яких кільця виготовлені з традиційних марок сталі, а тіла кочення – з кераміки, головним чином нітриду кремнію. Відповідні дослідження ведучих закордонних фірм спрямовані на удосконалювання технологічного процесу виробництва керамічних матеріалів і тіл кочення з них, на підвищення якості цієї продукції і визначення області ефективного використання керамічних підшипників.

Основними показниками якості підшипників кочення загального призначення є: довговічність і надійність; точність обертання і точність монтажних поверхонь; віброакустичні характеристики.

Найбільша кількість підшипників кочення загального машинобудування виходить з ладу в процесі експлуатації через контактну втому матеріалу кілець і тіл кочення: з'являються ознаки руйнування поверхневих шарів металу деталей

і йде процес власне руйнування. Швидкість поширення втомної тріщини залежить від багатьох факторів: міцнісних і пластичних властивостей матеріалу, металургійної чистоти, якості робочих поверхонь, величини залишкових напруг, якості мастильного матеріалу і т.д. Сумарний вплив цих факторів на довговічність виявляється випробуванням на контактну витривалість. Ресурсні дослідження на довговічність проводять відповідно до ГОСТ 520-89.

Досліджують підшипників на спеціальних машинах – стендах. Можуть бути конструкторські (на відповідність підшипника технічному завданню), ресурсні (на довговічність при режимах, що передбачені технічними умовами чи спеціальною програмою), типові (перевірка працездатності підшипників в експлуатаційних умовах), контрольні (перевірка якості випущеної продукції на відповідність технічній документації), порівняльні, приймально-здавальні, випробування на стійкість при перевантаженнях і вібрації, на гучність, кліматичні і температурні, вакуумні.

Стендові випробування – основний вид досліджень працездатності підшипників кочення – є завершальним етапом у їхньому виробництві.

Працюючий підшипник навіть з ідеальною геометричною формою його деталей завжди є джерелом вібрації, що пов'язано з періодичною зміною положення тіл кочення щодо лінії дії радіального навантаження. У реальному підшипнику вібрації виникають через дисбаланс вала, недосконалості форм деталей, перекося внутрішнього кільця щодо зовнішнього, недостатню чистоту мастильного матеріалу, похибок монтажу вузла, особливості експлуатації та з інших причин. Причини виникнення вібрацій підшипників пов'язані також з технологією виготовлення.

Питання виявлення і визначення параметрів дефектів, що утворилися в експлуатації (знос робочих поверхонь, ум'ятини, вибої, тріщини, вищербини, надири і т.д.) підшипників за результатами аналізу їхньої власної вібрації вирішують за допомогою методів віброакустичної діагностики. Віброакустична діагностика належить до методів неруйнівного контролю, при яких підшипники не піддаються демонтажу.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. З яких деталей складаються підшипники?
2. Які недоліки мають підшипники?
3. Що означає поняття «тип» підшипника?
4. Навіщо потрібні різні серії підшипників?
5. Як розшифровують умовні позначення підшипників?
6. Які матеріали застосовують для виготовлення деталей підшипників?
7. Якими показниками характеризують якість підшипників?

ГЛАВА 2

ПІДШИПНИКОВІ ВУЗЛИ

2.1.ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Підшипники кочення знаходяться в підшипникових вузлах, що складаються з корпусу, підшипника, фіксуючих деталей і іноді з пристроєм для змащування.

Підшипниковий вузол повинен: обмежувати осьове зміщення вала; забезпечувати сприйняття радіальних і осьових сил, належні умови для змащування і запобігання від забруднень оточуючого середовища, зручність монтажу і демонтажу. Конструкції підшипникових вузлів повинні виключати заклинювання тіл кочення, коли діє осьове навантаження на вузол, компенсувати температурні деформації деталей та помилки виготовлення. Крім того, усі деталі вузла повинні мати достатню об'ємну і контактну міцність, оскільки значні деформації валів і стінок корпусів призводять до порушення нормальної роботи підшипників

Сприйняття радіальних і осьових сил та обмеження осьового зміщення вала забезпечується відповідними посадками і, в разі необхідності, фіксацією кільця на валу та в корпусі. Посадка зовнішнього кільця в корпусі здійснюється в системі вала, внутрішнього кільця – в системі отвору. Поля допусків та по-

садкових місць у корпусах і на валах залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника. Вибір способу фіксації кілець на валу і в корпусі визначається схемами установки вала на підшипниках, типом підшипника, особливостями експлуатації, технологічними можливостями виробництва.

2.2. ОСНОВНІ СХЕМИ УСТАНОВКИ ВАЛА

Відомо три схеми установки вала на підшипниках кочення:

- вал з фіксацією від осьового переміщення в обох опорах (рис. 2.1);
- вал з фіксацією від осьового переміщення в одній опорі (рис. 2.2);
- вал без фіксації від осьового переміщення в опорах (рис. 2.3).

Фіксація внутрішніх кілець на валу може, наприклад, здійснюватися: посадкою з натягом внутрішнього кільця (рис. 2.1, *а*), додатково до посадки з натягом – торцевою шайбою (рис. 2.2, *а*; поз.7), додатково до посадки з натягом – торцевою гайкою (рис. 2.1, *б*; поз.6). Зовнішнє кільце в корпусі встановлюють: без фіксації (рис. 2.2, *а*, *б* – права опора), з однобічною фіксацією (рис. 2.1, *а*, *б* – всі опори), із двобічною фіксацією (рис. 2.2, *а* – ліва опора та рис. 2.3 – всі опори).

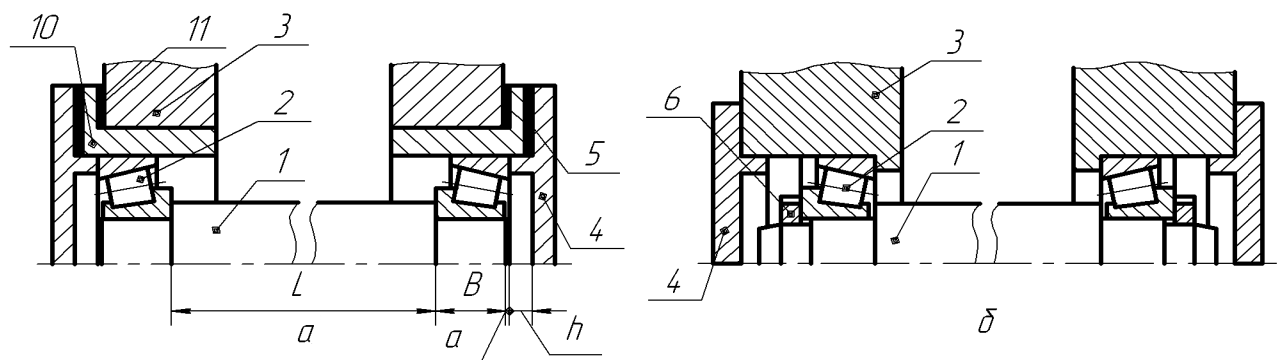


Рис. 2.1. Установка вала з фіксацією від осьового переміщення в обох опорах

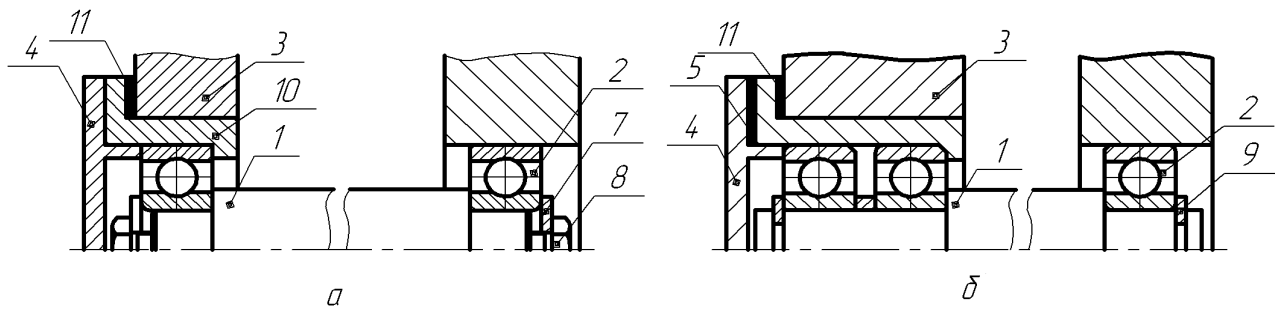


Рис. 2.2. Установка вала з фіксацією від осьового переміщення в одній опорі

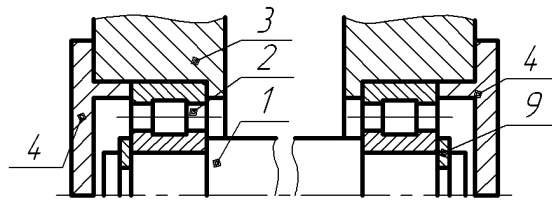


Рис. 2.3. Установка вала без фіксації від осьового переміщення в опорах

Перший спосіб установки вала реалізується за двома схемами – «врозпір» (рис. 2.1, *a*) і «врозтяж» (рис. 2.1, *б*); другий спосіб реалізується за схемою вільного осьового переміщення тіл кочення (у роликотідшипників) чи зовнішнього кільця (у шарикотідшипників).

З двох схем першого способу установки вала на підшипниках найбільш простою і поширеною є схема «врозпір» (широкі торці зовнішніх кілець ззовні) внаслідок можливості регулювання опор монтажними прокладками і відносної простоти їхньої конструкції.

Недоліками схеми «врозпір» є наступні особливості. Розміри L , B , a , h (рис. 2.1, *a*) утворюють розмірний ланцюг. Помилки при виготовленні деталей за цими розмірами призводять до зміни величини зазору a . Тому допуски на виготовлення деталей цього підшипникового вузла досить жорсткі. Другим недоліком цієї схеми є вирогідність защемлення вала в опорах внаслідок нагрівання підшипників. Для усунення цих недоліків при монтажі вузлів між кришкою і корпусом встановлюють монтажні прокладки (на рис. 1.8, *a* прокладки показані зачерненими). Схема «врозпір» частіше застосовується для ко-

ротких валів (відношення довжини вала до його діаметра $L/d < 4$) при обов'язковій наявності загального осьового зазору $a = 0,2...0,5\text{мм}$.

Основними перевагами схеми «врозтяж» (широкі торці зовнішніх кілець зсередини) є можливість регулювання опор і мала імовірність защемлення вала в опорах внаслідок нагрівання підшипників. Недоліками схеми «врозтяж» є ускладнення конструкції вузла в порівнянні зі схемою «врозпір» і можливість виникнення додаткових зазорів у підшипниках.

Спосіб установки вала, коли він фіксується від осьового переміщення в одній опорі, застосовують для порівняно довгих валів ($L/d < 8...10$), а також для валів з підшипниками, що встановлені в окремих корпусах. Тут фіксований на валу і в корпусі підшипник (рис. 2.2, а) сприймає радіальне й осьове навантаження, а вільно розміщений у корпусі другий підшипник (плаваюча опора) – тільки радіальні навантаження.

Перевагами другого способу установки вала на підшипниках є те, що температурні деформації вала не викликають його защемлення в підшипниках, а помилки виготовлення деталей підшипникових вузлів не впливають на точність їхнього монтажу. Недоліками є мала радіальна і осьова жорсткість опор вала, а також відносна складність конструкції фіксованої опори.

Жорсткість опор і самого вала може бути підвищена при установці у фіксуючій опорі пари підшипників (рис. 2.2, б). У такій опорі радіальні й осьові зазори підшипників регулюють за допомогою набору монтажних прокладок між корпусом і кришкою.

Спосіб установки вала на двох плаваючих опорах застосовують, коли необхідно, щоб один з валів машини мав при роботі можливість осьового переміщення в обох напрямках. Тут нерідко використовуються циліндричні роликопідшипники без бортів на одному з кілець, переважно на зовнішньому, і рідше – сферичні кулькові підшипники. Для таких опор дуже важливо забезпечити надійну фіксацію і посадку кілець для виключення можливості їхнього провертання в процесі тривалого терміну роботи.

2.3. ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ВАЛІВ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вали механічних передач, що не передають чи передають малі осьові навантаження на підшипники, тобто вали з розташованими на них шківками, зірочками, циліндричними колесами з прямими чи косими (малі кути нахилу) зубцями, встановлюють на кулькових радіальних підшипниках легкої чи середньої серії, рідше важкої.

При використанні радіальних підшипників як опор, кращою виявляється схема установки вала, коли він фіксується в одній опорі (рис. 2.2, *а*). Ця схема забезпечує компенсацію можливої теплової деформації вала, а також допускає незначні неточності виготовлення деталей в осьовому напрямку. Регулювання осьового положення вала при цьому забезпечується зміною товщини монтажних прокладок *11*, між фланцем стакана *10* і корпусом *3* редуктора. Якщо з метою спрощення конструкції вузла стакани не передбачені, то для фіксації одного з підшипників в осьовому напрямку в корпусі *3* виконують, наприклад, буртик (рис. 2.1, *б*).

Вали косозубих циліндричних коліс зі значними кутами нахилу зубів краще встановлювати на кулькових радіально-упорних підшипниках з номінальним кутом контакту 12° легкої чи середньої серії. При дуже великих осьових силах, що виникають при кутах нахилу зубів $\beta > 20^\circ$ рекомендується застосовувати роликові радіально-упорні однорядні підшипники легких чи середніх серій (рис. 2.4).

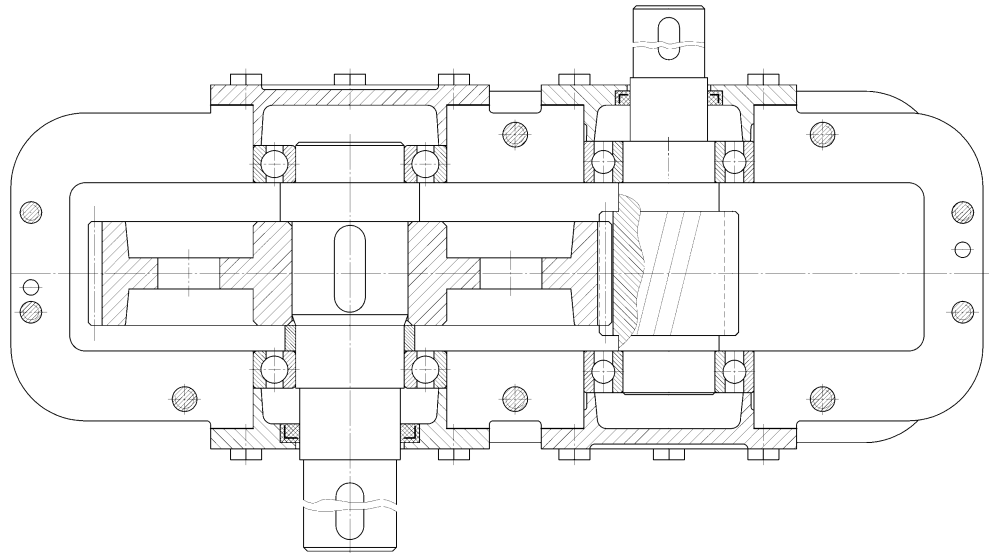


Рис. 2.4. Підшипники валів одноступінчастого
циліндричного редуктора

Вал веденого шевронного колеса встановлюють з фіксацією в осьовому напрямку на кулькових чи роликових радіально-упорних підшипниках. Вал шевронної шестірні чи вал із двома косозубими шестернями роздвоєного швидкохідного ступеня циліндричного двоступінчастого редуктора, як менш інерційних, в осьовому напрямку не фіксуються і встановлюються на двох радіальних роликових підшипниках легкої чи середньої серії (рис. 2.5). У процесі роботи зубчастої передачі шестерні самовстановлюються щодо коліс.

У валів кінчних шестерень, що розташовуються, як правило, на консольній частині, перевантаженням радіальною силою виявляється найближчий до шестерні підшипник. Особливо важко підібрати підшипники для вала кінчної шестірні, якщо вона не прямозуба і має високу поверхневу твердість. У зв'язку з цим ведучі вали прямозубих кінчних шестерень з низькою поверхневою твердістю можна встановлювати на двох роликових кінчних підшипниках середньої чи середньої широкої серії за схемами «врозпир» чи «врозтяж» (рис. 2.6).

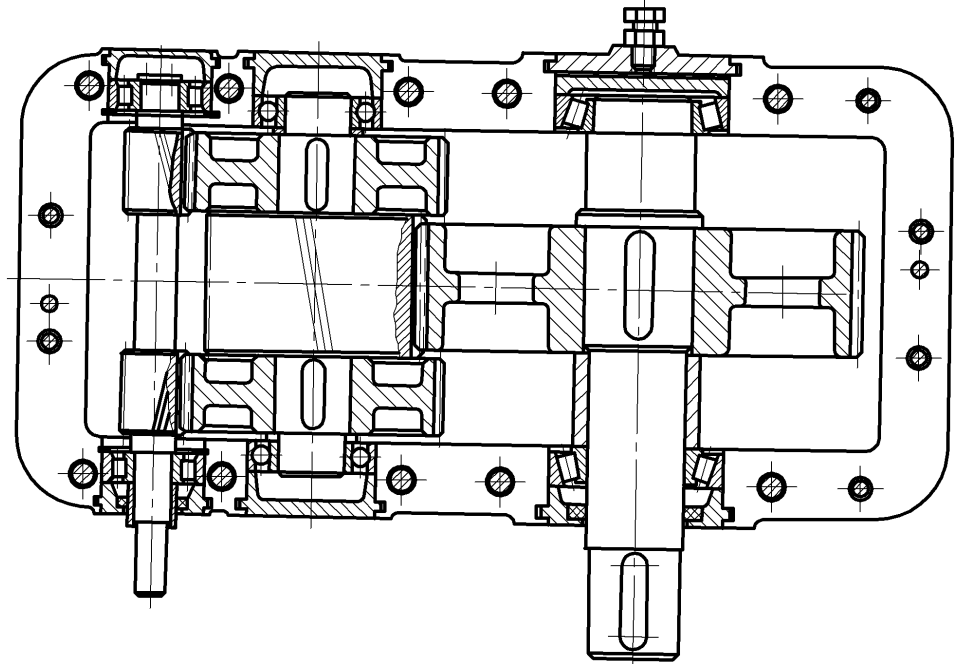


Рис. 2.5. Підшипники валів циліндричного двоступінчастого редуктора, що має роздвоєну швидкісну ступінь

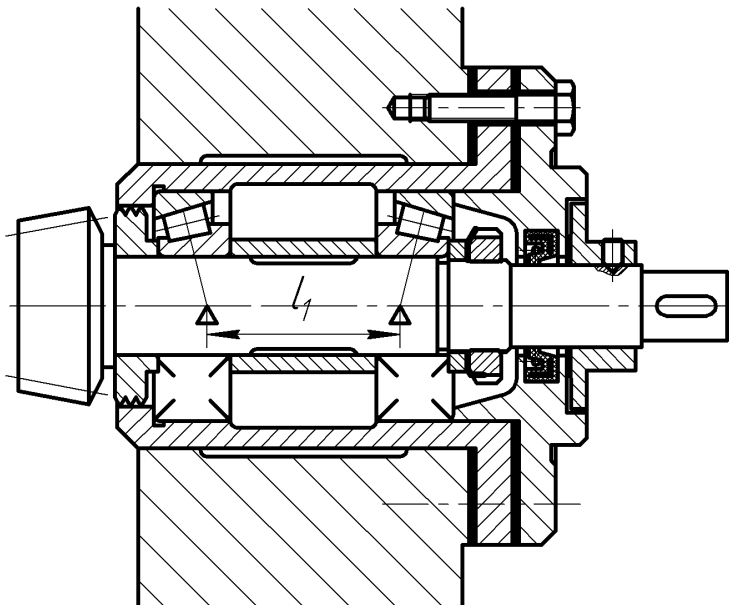


Рис. 2.6. Установка вала конічної шестерні низької твердості

Вали прямозубих конічних шестерень з високою поверхневою твердістю й особливо конічних шестерень із круговими зубцями, незалежно від твердості зубців, частіше доводиться встановлювати на трьох підшипниках. У найближчій до шестерні опорі, що допускає осьове зміщення, встановлюють частіше циліндричний роликпідшипник, а у фіксованій опорі – два радіально-упорних

роликових чи кулькових підшипника за схемою «врозпір» (рис. 2.7). В окремих випадках доводиться для опори, що допускає осьове зміщення, встановлювати роликовий радіальний сферичний дворядний підшипник легкої чи середньої широкої серії.

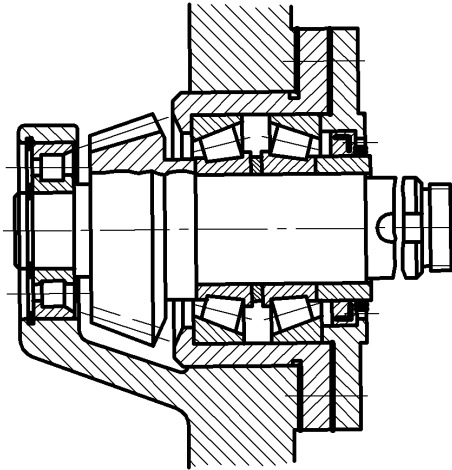


Рис. 2.7. Установка вала конічної шестерні високої твердості

Вали ведених конічних коліс, особливо прямозубих, з погляду величини осьових навантажень, можна було б встановлювати на кулькових радіально-упорних підшипниках з кутом контакту $\alpha = 12^\circ$, а іноді і на кулькових радіальних підшипниках середньої чи важкої серії.

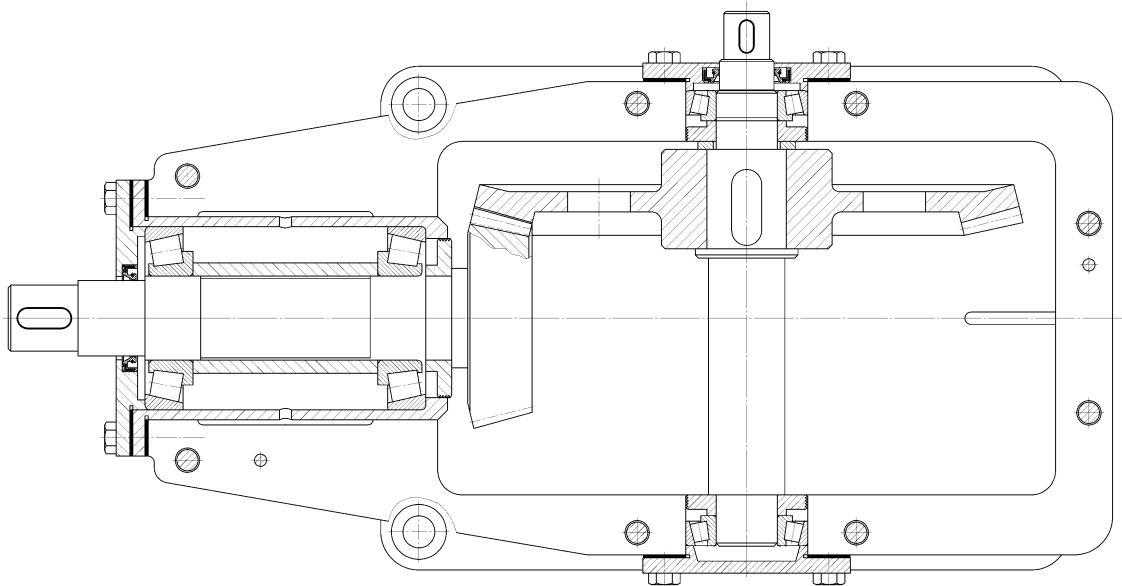


Рис. 2.8. Підшипники вала колеса конічного редуктора

Однак конічні передачі дуже чутливі до відносних осьових переміщень коліс пари, через що може різко понизитися їхня працездатність. Зазначені вище підшипники мають малу осьову жорсткість, тому вали конічних коліс звичайно встановлюють на двох роликових конічних підшипниках легкої чи середньої серії за схемою «врозпір» (рис. 2.8).

Короткі черв'яки ($L/d < 4$) припустимо встановлювати на двох однорядних радіально-упорних роликопідшипниках за схемами «врозпір» і «врозтяж» (рис. 2.9).

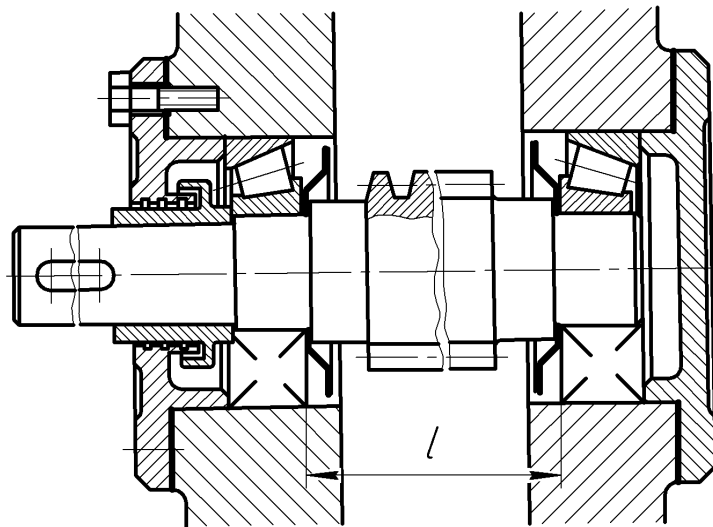


Рис. 2.9. Установка вала червяка за схемою «врозпір»

За схемою «врозтяж» після нагрівання черв'яка в підшипниках утворюються підвищені осьові зазори, що може призвести до радіального биття вала черв'яка з несприятливими умовами роботи черв'ячної пари. Тому вали черв'яків, особливо при їхній значній довжині ($L/d > 4$), рекомендується встановлювати на трьох підшипниках за способом фіксації вала від осьового переміщення в одній опорі (рис. 2.10).

Зазори в підшипниках нерухокої опори регулюються змінними прокладками 5 між кришкою і корпусом вузла. Осьове зміщення черв'яка щодо колеса регулюється прокладками 11 між фланцем стакану 10 і корпусом 3 редуктора (див. рис. 2.2, б). Така схема установки черв'яка дозволяє, по-перше, компенсувати температурну деформацію вала без додаткових навантажень на підшипни-

ки і зі збереженням осьового зазору у фіксованій опорі, по-друге, підсилити опору, що сприймає значні осьові навантаження, по-третє, виключає залежність регулювання осьового положення черв'яка від осьового зазору в підшипниках.

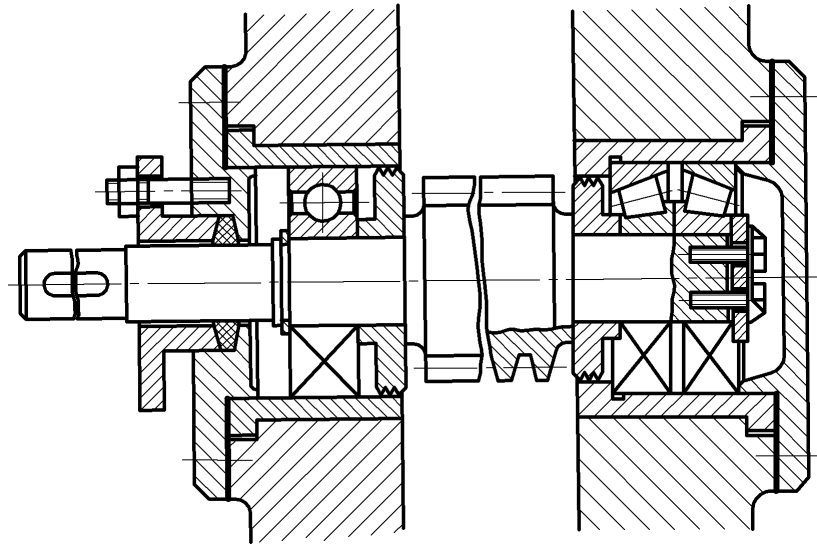


Рис. 2.10. Вал червяка на плаваючій опорі

Кулькові радіальні однорядні підшипники особливо легкої чи легкої серії можна використовувати як плаваючу опору черв'яка. Друга опора звичайно складається з двох роликових однорядних конічних підшипників з кутом контакту $\alpha = 10...15^\circ$ середньої чи середньої широкої серії або з кутом контакту $\alpha = 25...28^\circ$ середньої серії. Кращі результати, особливо при високих кутових швидкостях обертання черв'яка, дає використання кулькових радіально-упорних підшипників з кутом контакту $\alpha = 36^\circ$ середньої і важкої серії.

Вали черв'ячних коліс встановлюють на таких же підшипниках і за такою ж схемою, що і вали ведених конічних коліс (рис. 2.11).

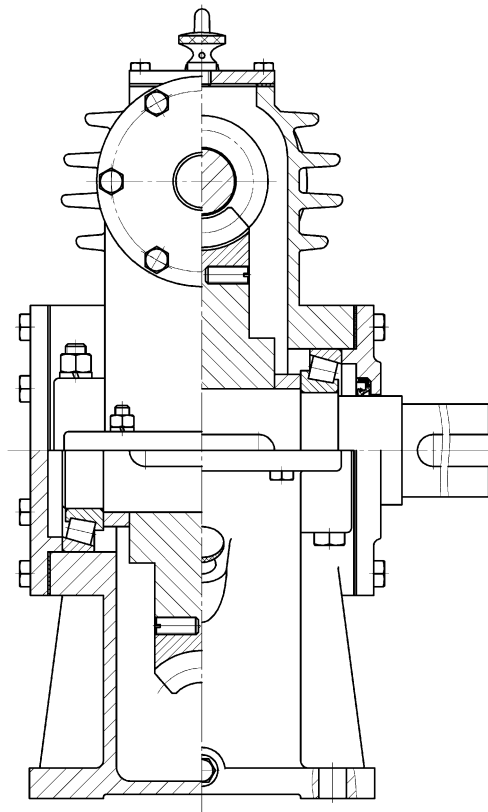


Рис. 2.11. Підшипники вала черв'ячного колеса

2.4.3 ЗМАЩУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ

Довговічність роботи підшипників кочення залежить від типу мастильного матеріалу та організації його подачі до тертьових поверхонь у не меншій мірі, ніж від якості металу і виготовлення деталей. Наприклад, тільки замінивши змащення ЦИАТИМ-221 на ВНИИНП-207 вдалося підвищити довговічність підшипників типу 180500 для електроагрегатів у 1,5...2 рази.

Ведучі закордонні фірми підшипникового виробництва схиляються до того, що універсальні змащення не відповідають спеціальним вимогам для підшипників; невірно обране змащення служить причиною до 80 % відмовлень підшипників.

Роль змащення стає важливішою з ускладненням конструкцій підшипників, збільшенням навантажень і швидкостей, жорсткістю умов експлуатації. Функції змащення різноманітні: змащення зменшує величину тертя ковзання,

тертя кочення, перешкоджає зносу тертьових поверхонь, усуває продукти зносу, сприяє оптимальному розподілу тепла й охолодженню робочих елементів деталей, охороняє його від корозії, захищає від забруднення, підвищує плавність обертання, знижує шум.

Для змащення підшипників загального машинобудування застосовують рідкі мастила і пластичні (консистентні) мазі. Рідкі змащувальні речовини мають більшу фізичну і хімічну стабільність у порівнянні з консистентними, можуть працювати при більш високих температурах і великих частотах обертання, сприяють меншим енергетичним втратам і дозволяють застосовувати систему циркуляції і фільтрації.

Перевагами консистентних мастил є значно менша здатність до витікання з корпусу, що спрощує будову ущільнювальних пристроїв і підвищує герметизацію вузла.

Рідкі мастила бувають мінеральними (продукти перегонки нафти) і синтетичними (силіконові, діефірні та інші). Останні мають підвищену термічну і хімічну стабільність. Поліпшення експлуатаційних властивостей мінеральних мастил досягається додаванням спеціальних присадок, що підвищує їхню маслянистість, в'язкість, знижує температуру загущування, запобігає окисненню.

У редукторах, коробках передач та інших механізмах, що мають зубчасті колеса, змащування підшипників здійснюється найчастіше тим же мастилом, що і весь механізм.

Вибір способу подачі рідкого мастила до підшипників залежить від конструкції механізму, розташування вала (горизонтальне, вертикальне), частоти обертання підшипників, призначення механізму та інших умов експлуатації. Найбільш поширені системи змащування – мастильна ванна, розбризкування, подача мастила під тиском, за допомогою гвинтових канавок, конічних насадок. У машинобудуванні знаходять застосування також різні циркуляційні системи подачі мастила, а при великих частотах обертання – змащення розпилюванням за допомогою стиснутого повітря.

При установці підшипника в корпусі, ізольованому від загальної системи змащування, і горизонтальному розташуванні валів звичайно використовують змащування в мастильній ванні. Якщо $n < 3000 \text{ хв}^{-1}$, то рівень мастила повинен доходити до центра нижнього тіла кочення підшипника.

Пластичні (консистентні) мазі являють собою мінеральні мастила, загущені кальцієвими (солідоли) чи натрієвими (консталіни) милами жирних кислот. Солідоли застосовують в умовах вологого середовища при температурі до 70°C . При розплавлюванні вони втрачають властивості і не відновлюють їх при охолодженні. Консталіни витримують великі температури, а при охолодженні після розплавлювання відновлюють первісні властивості.

У корпусах підшипникових вузлів для заповнення консистентним змащенням передбачають вільний простір. Якщо частота обертання $n < 1500 \text{ хв}^{-1}$, то цей простір заповнюють на $2/3$, а при $n > 3000 \text{ хв}^{-1}$ – на $1/2 \dots 1/3$. Рекомендується через кожні три місяці додавати свіже мастило, а через рік змінювати його з розбиранням і промиванням підшипникового вузла.

Хоча рідкі мастила є кращими мастильними матеріалами для підшипників кочення, більшість підшипників у машинобудуванні змащується пластичними мазями через простоту пристроїв для ущільнення і кращу ізоляцію опор від навколишнього середовища.

Вибір мастильного матеріалу виконують з урахуванням призначення машини (механізму), конструкції підшипника, особливостей експлуатації і здійснюють за відповідними таблицями і номограмами.

2.5. УЩІЛЬНЕННЯ ВУЗЛІВ

Для запобігання витікання мастильного матеріалу з підшипникових вузлів і для захисту від забруднення сторонніми компонентами навколишнього середовища застосовують *ущільнення* підшипникових вузлів. Ущільнення повинні забезпечувати необхідну герметичність, мати високу надійність, створювати мінімальне тертя в зоні контакту з рухомими частинами механізму.

За принципом дії ущільнення поділяють на групи:

- *контактні* (повстяні, манжетні, пружні сталеві шайби та інші);
- *безконтактні* (щілинні, лабіринтові, відцентрові та інші);
- *комбіновані*, що утворюються сполученням зазначених вище.

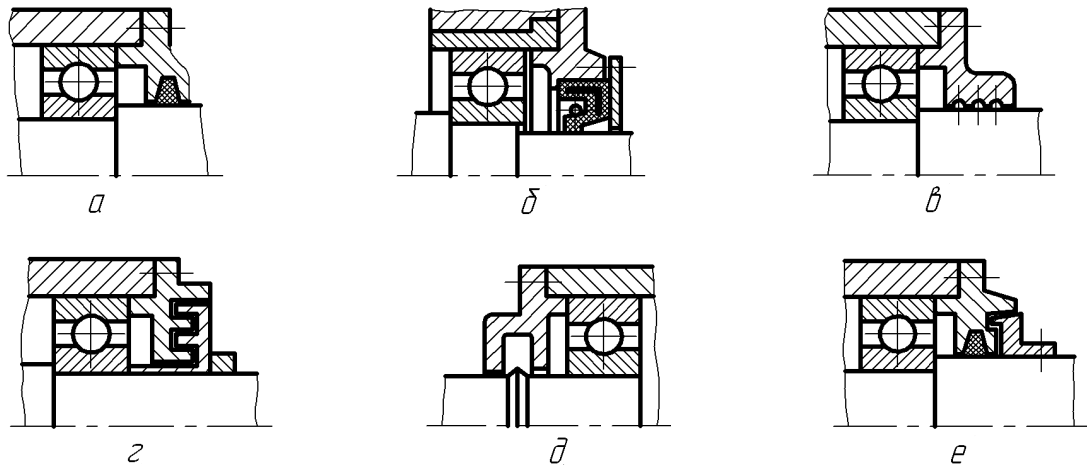


Рис. 2.12. Пристрої для ущільнень підшипників

Повстяні ущільнення (рис. 2.12, а) – найбільш простий і застарілий тип контактних ущільнень; застосовуються тільки при консистентному змащенні і незначному забрудненні навколишнього середовища з коловою швидкістю вала до 5 м/с.

Манжетні ущільнення (рис. 2.12, б) – найбільш довершений і поширений тип контактного ущільнення; застосовуються при рідкому і консистентному змащенні, допускають колову швидкість вала до 10 м/с (при ретельному поліруванні контактної поверхні вала – до 15 м/с).

Щілинні ущільнення (рис. 2.12, в) – найбільш простий, дешевий, але і недостатньо надійний тип безконтактного ущільнення; можуть працювати тільки в порівняно чистому навколишньому середовищі при необмеженій швидкості обертання вала.

Лабіринтні ущільнення (рис. 2.12, з) – більш ефективні в порівнянні з щілинними, особливо при високих колових швидкостях вала при рідинному і консистентному змащенні.

Відцентрові ущільнення, наприклад, у вигляді виступу на валу (рис. 2.12, *д*), застосовуються при коловій швидкості вала більше 8 м/с. Ущільнення прості, але не забезпечують повного захисту, особливо під час зупинок привода.

Комбіновані ущільнення (рис. 2.12, *е*), складаються з двох чи більше контактних або безконтактних ущільнень. Вони забезпечують високу надійність і довговічність.

При виборі пристрою для ущільнення враховують колову швидкість вала, вид змащування і спосіб його подачі, робочу температуру сполучених з підшипником деталей, умови навколишнього середовища (абразивні частки, волога та інше).

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які існують схеми установки вала на підшипниках?
2. Для яких валів застосовують фіксацію підшипників в обох опорах?
3. Які типи мастильних матеріалів застосовують для підшипників?
4. Навіщо потрібні ущільнення підшипникових вузлів?

ГЛАВА 3

СТАТИКА, КІНЕМАТИКА, ДИНАМІКА

3.1. РОЗПОДІЛ РАДІАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Навантаження на тіла кочення підшипника істотно залежить від виду зовнішнього навантаження (радіального, осьового, радіального та осьового разом) та конструкції деталей підшипникового вузла. Нижче розглядається теоретичний розподіл радіального навантаження між тілами кочення радіального підшипника з урахуванням наступних припущень:

- деталі підшипника мають ідеальну геометрію, усі тіла кочення абсолютно однакові і симетрично розташовані щодо лінії дії радіального навантаження;

- кільця підшипника не згинаються під дією радіального навантаження, але в місцях контакту з тілами кочення кільця деформуються;
- вплив зазорів, змащення і тертя не враховується.

На основі першого допущення та з умови рівноваги (рис.3.1) впливає:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos \gamma + \dots + 2F_n \cos \gamma, \quad (3.1)$$

де γ – кут між сусідніми тілами кочення; $\gamma = \frac{360^\circ}{z}$; $n\gamma < 90^\circ$; z – число тіл кочення.

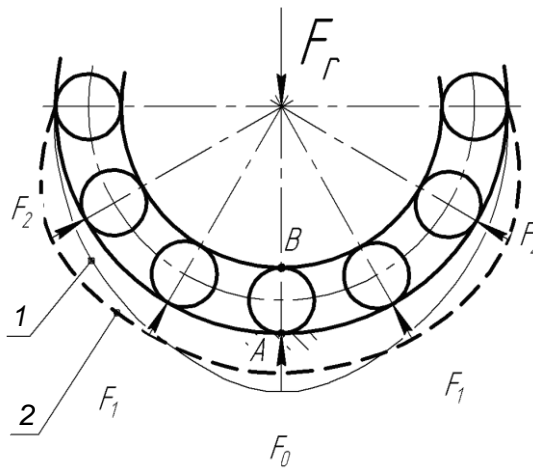


Рис.3.1. Розподіл радіального навантаження між тілами кочення

Для розв'язання рівняння (3.1), у якому є $(n+1)$ – невідома величина, необхідно додатково використовувати рівняння спільної контактної деформації деталей підшипника. З рішення задачі теорії пружності про стискування пружних тіл співвідношення між F_1, F_2, \dots, F_n і F_0 мають вигляд:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \dots F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma. \quad (3.2)$$

Підставляючи (3.2) у (3.1), знаходять F_0 :

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{KF_r}{z}, \quad (3.3)$$

$$\text{де } K = z / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma \right).$$

Для кулькових підшипників з числом тіл кочення $z = 10 \dots 20$ величина $K \approx 4,37$. З урахуванням впливу величини радіального зазору, а також помилок виготовлення деталей на розподіл радіального навантаження в підшипнику для кулькових радіальних однорядних підшипників приймають $K = 5$, для однорядних роликотпідшипників $K = 4,6$.

Таким чином, зовнішнє навантаження F_r , наприклад, кулькового радіального однорядного підшипника, на тіла кочення розподіляється нерівномірно і визначається виразами:

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}; F_1 = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} \gamma; F_2 = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} 2\gamma; \dots F_n = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} n\gamma, \quad (3.4)$$

що може бути подано кривою 1 на рис. 3.1. Найбільша величина зовнішнього навантаження F_r сприймається центральним тілом кочення.

На розподіл радіального навантаження між тілами кочення у реальних умовах експлуатації істотно впливають деформації деталей підшипника при його монтажі у вузол, а також конструкція деталей вузла. Ефективним способом поліпшення розподілу радіального навантаження між тілами кочення є вибір необхідної жорсткості корпусу вузла. Оптимальний розподіл радіального навантаження досягається, коли всі тіла кочення в підшипнику сприймають однакові радіальні сили (крива 2 на рис. 3.1). Це важливо для підшипників важких режимів навантаження, наприклад, опор прокатних станів і рухомого складу залізниць.

Характер розподілу зовнішнього навантаження між тілами кочення в моделях роликотпідшипників, що виготовлені з оптично активного матеріалу, залежно від площі дії навантаження (співвідношення b/D) і жорсткості корпусу підшипникового вузла (висота подушки H) показаний на рис. 3.2.

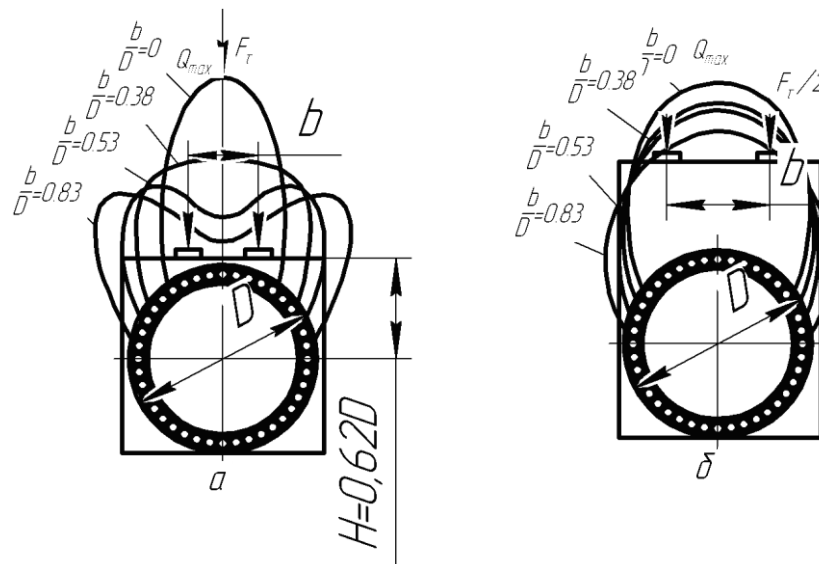


Рис.3.2. Розподіл радіального навантаження між тілами кочення підшипника

Практичне поліпшення розподілу радіального навантаження між тілами кочення в підшипнику досягається: зміною (профілюванням) геометричної форми посадкових отворів корпусних деталей (рис. 3.3, *д* – викружки в зоні радіального навантаження), введенням пружних деталей між підшипником і корпусом (рис. 3.3, *а, б, г* – лиски і вифрезерування, кругове виточення і зменшення жорсткості по краях, податливі кільця з гуми), виконанням корпусних деталей підвищеної пружності (рис. 3.3, *в* – конструкції типу мембрани).

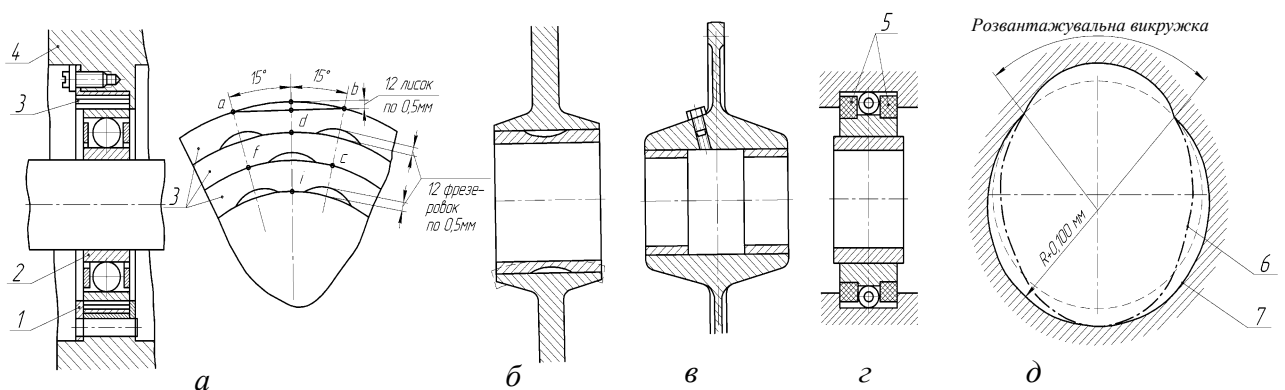


Рис.3.3. Пружні і профільовані опори підшипників

3.2. РОЗПОДІЛ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ

Сили, що діють на тіла кочення, відповідно до розподілу зовнішнього навантаження (див. підрозд. 3.1), а також умови навантаження кілець спричиняють появу контактних напружень. Розрізняють три види навантаження кілець: *місцеве, циркуляційне, коливальне*.

Нижче розглянуті перші два види навантажень.

При *місцевому* навантаженні кільця діюча на підшипник радіальна сила сприймається однією і тією ж обмеженою ділянкою (у межах 180°) доріжки кочення кільця; при *циркуляційному* – діюча на підшипник радіальна сила послідовно навантажує кожен ділянку доріжки кочення. Наприклад, при навантаженні підшипника постійної за напрямком дії і величини радіальною силою у випадку обертання внутрішнього кільця і нерухомого зовнішнього кільця, перше (внутрішнє) кільце знаходиться в умовах *циркуляційного* навантаження, друге (зовнішнє) – *місцевого*.

Контактні напруження змінюються за пульсуючим циклом для фіксованих точок обох кілець: зовнішнього (нерухомого) – з постійним рівнем (рис. 3.4, а) у найбільш навантаженій точці (точка А на рис. 3.1); внутрішнього – зі змінним рівнем (рис. 3.4, б) у найбільш навантаженій точці (точка В рис. 3.1) і до того ж приблизно на половині довжини його кола. При однаковій величині сили F_0 , що діє на центральне тіло кочення, напруження на ділянці В більше, ніж на ділянці А (див. рис. 3.1) тому, що в першому випадку тіло кочення контактує з опуклою поверхнею, а в другому – з угнутою.

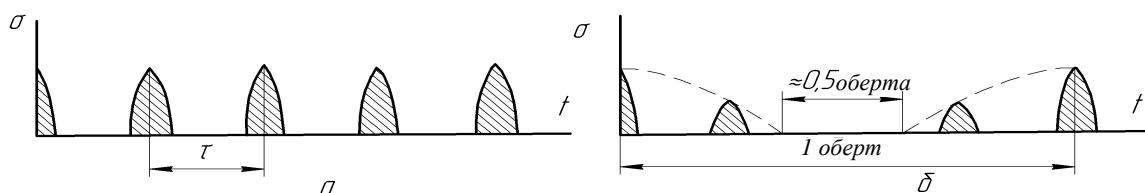


Рис.3.4. Зміна контактних напружень на бігових доріжках:

а) зовнішнього кільця; б) внутрішнього кільця

У цих умовах однакове число циклів зміни напружень викликає руйнування в першу чергу ділянки B , що розташована на внутрішньому кільці. Однак зменшення числа циклів навантаження ділянки B у порівнянні з ділянкою A приблизно вдвічі (див. рис. 3.4) разом з іншими конструктивними і технологічними засобами вирівнює імовірність руйнування ділянок A і B . Розглянутий випадок роботи підшипників і розподілу контактних напружень є найбільш сприятливим. У більшості випадків конструювання машин і механізмів передбачають умови роботи підшипника, коли нерухомим є зовнішнє кільце.

На величину і характер розподілу контактних напружень істотно впливає мастильний матеріал. При відсутності змащення контактні напруження між двома, наприклад, циліндрами визначаються їхньою пружною деформацією (рис. 3.5, *а*); якщо є змащення на виході з зони контакту, виникає місцеве підвищення контактних напружень внаслідок наявності виступів їхніх деформованих поверхонь (рис. 3.5, *б*).

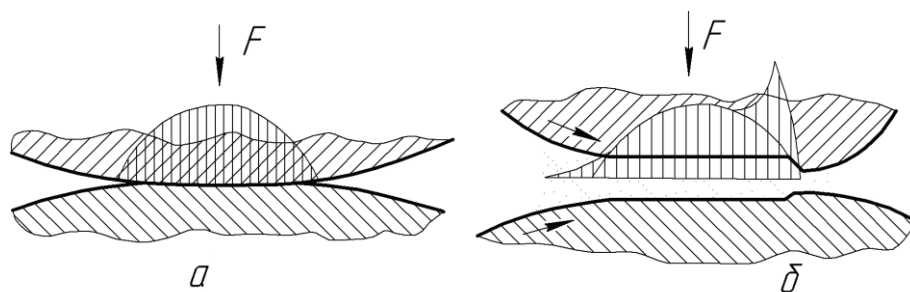


Рис.3.5. Вплив змащення на розподіл контактних напружень

На розподіл контактних напружень по бігових доріжках кілець істотно впливає їхнє взаємне зміщення в умовах експлуатації. Наприклад, попередній натяг радіально-упорного кулькового підшипника (рис. 3.6, *а*), як і перекош кілець радіального кулькового підшипника (рис. 3.6, *б*), призводить до зміщення зон контакту деталей щодо осі підшипника. Перекош кілець роликотпідшипника (рис. 3.6, *в*) істотно перевантажує один край роликів і змінює форму плями контакту, а перекош роликів у дорожках кочення (рис. 3.6, *г*) погіршує перерозподіл

напружень у контакті та підвищує тертя роликів з буртиками кілець (рис. 3.6, δ).

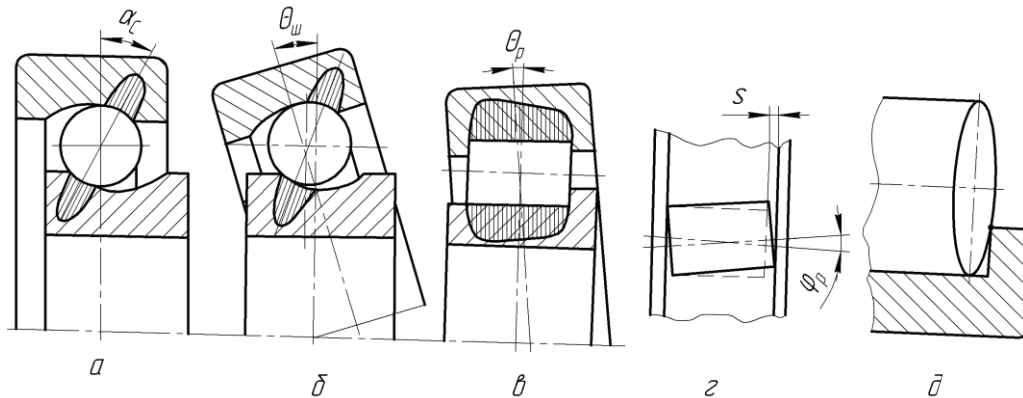


Рис.3.6. Зміщення та перекус кілець підшипників

Перекуси кілець викликають зміну кінематики і динаміки підшипників, впливають на параметри працездатності (температура, момент тертя, рівень вібрації).

3.3. КІНЕМАТИКА ДЕТАЛЕЙ

Знання кінематики підшипників потрібне, по-перше, для визначення числа циклів навантажень робочих поверхонь деталей, і, по-друге, для вивчення сил взаємодії деталей.

Відомо наближене уявлення кінематики підшипника кочення через розподіл швидкостей планетарного механізму, в якому водилом є сепаратор, функції центральних коліс виконують внутрішні і зовнішні кільця, а тіла кочення – сателіти. Основні кінематичні співвідношення для підшипника можна одержати також з аналізу плану швидкостей його плоскої моделі, деталі якої мають ідеальну геометрію при відсутності зазорів і змащення. Нижче, як приклад, наведені деякі кінематичні співвідношення, що отримані для радіального підшипника (рис. 3.7).

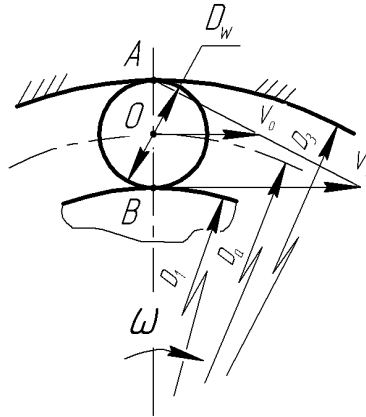


Рис.3.7. План швидкостей для тіла кочення радіального підшипника

З плану швидкостей для тіла кочення радіального підшипника

$$V_1 = \omega \frac{D_1}{2}; \quad V_0 = 0,5V_1,$$

кутова швидкість тіл кочення відносно осі обертання збігається з кутовою швидкістю сепаратора:

$$\omega_T = \omega_C = \frac{V_0}{0,5D_0} = \frac{\omega D_1}{2D_0} = \frac{\omega(D_0 - D_w)}{2D_0} = \frac{\omega}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_0}\right). \quad (3.5)$$

Аналіз (3.5) показує, що:

- напрямок обертання сепаратора і внутрішнього кільця збігаються, а швидкості відрізняються за величиною майже в два рази;
- швидкість сепаратора залежить від діаметрів тіл кочення: зі зменшенням D_w (при незмінному D_0) вона зростає, а зі збільшенням D_w — зменшується.

Останній висновок вказує на те, що різнорозмірність тіл кочення за діаметром в комплекті підшипника (навіть у межах допуску) призводить до відставання від сепаратора великих тіл кочення і набігання на нього менших. У результаті між сепаратором і тілами кочення повинні з'явитися сили взаємодії і, як наслідок, виникають підвищені сили тертя, що призводять до зростання енергетичних втрат, зносу і руйнування деталей. Однак точно визначити сили взаємодії між тілами кочення і сепаратором можна, лише з'ясувавши основну причину їх виникнення з ряду можливих, обумовлених не тільки різнорозмірністю тіл кочення, але і неточністю розмірів інших деталей, похибками складання

підшипникових вузлів, контактними деформаціями деталей, перекосами кілець і тіл кочення, наявністю зазорів у підшипнику. З урахуванням вказаних вище факторів на основі нових досліджень встановлено, що основною причиною появи сил між тілами кочення і сепаратором нормальних підшипників важких режимів навантаження є наявність бічних зазорів S_0 в гніздах сепараторів. Цей висновок підтверджується експериментальним дослідженням кінематики і навантаження сепаратора працюючого підшипника кочення. Кутова швидкість сепаратора визначається виразом

$$\omega_c = \omega_T \left[\left(1 + \frac{\psi_{к.к}}{\psi_к} \right) - \frac{2(S_0 - \bar{S}_0)}{D_0 \cdot \psi_к} \right], \quad (3.6)$$

де ω_T – кутова швидкість тіл кочення щодо осі вала, визначається за (3.5); $\psi_к$ – кутовий розмір зони радіального навантаження, де присутнє кочення; $\psi_{к.к}$ – кутовий розмір зони радіального навантаження, де разом з коченням є і ковзання; \bar{S}_0 – відстань від тіла кочення до перемички сепаратора, $\bar{S}_0 = \frac{S_0}{z_{з.н} - 1}$; $z_{з.н}$ – число тіл кочення в зоні навантаження підшипника, $z_{з.н} = \frac{z \cdot \varphi}{360} \approx 0,5z$.

Число циклів повторних навантажень доріжки кочення зовнішнього (нерухомого) кільця визначають як

$$N_3 = n_c \cdot z, \quad (3.7)$$

де n_c – частота обертання сепаратора, $n_c = \frac{30\omega_c}{\pi}$; z – число тіл кочення.

Число циклів повторних навантажень доріжки кочення внутрішнього (рухомого) кільця визначають як

$$N_b = (n - n_c) z_{з.н}, \quad (3.8)$$

де n – частота обертання внутрішнього кільця, $n = \frac{30\omega}{\pi}$.

Кочення в найбільш чистому вигляді характерне для циліндричних роликопідшипників, у яких усі точки лінії контакту по довжині роликів мають однакову колову швидкість. У кулькових підшипниках (рис. 3.8) контакт у попереч-

ному перерізі відбувається по дугах MNE і KCL . Колові швидкості контактуючих точок тіл кочення і кілець, змінюючись пропорційно відстані від їхньої осі обертання (рис. 3.8), в деяких зонах контакту мають різні значення, що спричинює їх ковзання.

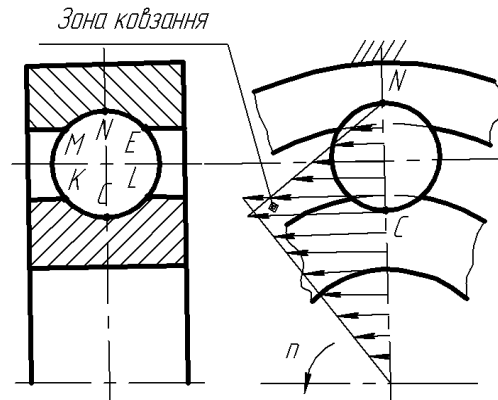


Рис.3.8. Ковзання в кульковому підшипнику

3.4. ШВИДКІСНИЙ ПАРАМЕТР

Основними факторами, що стримують зростання кутових швидкостей підшипників є: прискорене втомне руйнування поверхонь контакту кілець і тіл кочення, недостатня міцність сепаратора, невідповідне змащування.

Найбільш швидкохідними є підшипники з малим тертям на площадці контакту – шарикові і роликові з короткими циліндричними роликами. Граничні частоти обертання конічних роликopідшипників у зв'язку з тертям роликів по бортах значно нижчі.

Явища, що пов'язані з руйнуванням підшипника при високих швидкостях, прогресують приблизно в лінійній залежності від кутової швидкості і габаритних розмірів підшипника. Тому для оцінки граничної швидкохідності підшипників різних типів запропонований швидкісний параметр $d_m \cdot n$, що стандартизований (ГОСТ 20918-75). Для визначеного типорозміру підшипника

$$d_m \cdot n = \text{const}, \quad (3.9)$$

де d_m – діаметр кола центрів тіл кочення; n – частота обертання.

При відомому значенні параметра $d_m \cdot n$ для конкретного типорозміру підшипника визначають граничне значення частоти обертання $n_{гр}$.

До заходів підвищення граничної швидкості підшипників відносять:

- застосування підшипників високих класів точності;
- ретельне балансування валів, підвищені вимоги до точності монтажу підшипника в підшипниковому вузлі, призначення посадок з незначним натягом;
- зниження втрат на тертя за рахунок оптимізації поверхонь кочення і застосування поліамідних сепараторів, що полегшують змащування деталей підшипника;
- застосування штучного охолодження, покращення експлуатаційних властивостей мастильного матеріалу.

3.5. ВТРАТИ НА ТЕРТЯ

Вивчення динаміки підшипників важливе при вирішенні питань, що пов'язані із з'ясуванням енергетичних втрат у підшипнику, побудовою розрахункової схеми сепаратора, визначенням вібрацій підшипників. У курсі деталей машин розглядається лише поняття втрат на тертя у підшипнику.

Загальний опір у підшипниках обумовлений тертям кочення кульок і роликів по бігових доріжках, ковзанням роликів по бортах кілець, геометричним ковзанням тіл кочення, тертям у сепараторі, тертям у мастильному матеріалі, режимом роботи й особливостями конструкції.

Втрати на тертя кочення визначаються багатьма причинами і залежать від умов кочення, питомого тиску, швидкості, змащення й інших факторів.

Підвищене тертя ковзання, що виникає в циліндричних роликотіпшипниках, обумовлено тертям торців роликів з бортами кілець при їх перекосах і, особливо, під дією осьових навантажень. У конічних роликотіпшипниках значне тертя ковзання має місце між базовою торцевою поверхнею роликів і

бортами на внутрішніх кільцях. Втрати на тертя в сепараторі залежать, насамперед, від конструкції сепаратора та його матеріалу і обумовлені силами, що діють на сепаратор, режимом роботи підшипника й іншими факторами.

Опір обертанню, що обумовлений змащенням, являє собою складну гідродинамічну задачу і залежить від в'язкості мастила, швидкості відносного руху, температури й інших факторів.

Відцентрові сили інерції тіл кочення є додатковим динамічним навантаженням, що стає помітним при підвищеній кутовій швидкості обертання:

$$F_b = m \cdot \omega_c^2 \cdot D_0 / 2, \quad (3.10)$$

де m – маса тіла кочення.

Відцентрові сили особливо несприятливі для упорних підшипників, оскільки сприяють розклинюванню кілець, додатково навантажують сепаратор, підвищують тертя і знос деталей.

На кульки упорного підшипника незалежно від частоти обертання діє гіроскопічний момент, що пов'язаний зі зміною напрямку (поворотом) осі обертання в просторі:

$$M_\Gamma = I \cdot \omega_c \cdot \omega_k, \quad (3.11)$$

де I – момент інерції кульки щодо своєї осі; ω_k – швидкість повороту осі кульки.

У радіальних кулькових підшипниках напрямок осі обертання кульок у просторі не змінюється, тому не виникає і гіроскопічного моменту. У радіально-упорних кулькових підшипниках гіроскопічний момент з'являється через наявність кута контакту α :

$$M_\Gamma = I \cdot \omega_c \cdot \omega_k \sin \alpha \quad (3.12)$$

тому з підвищенням частоти обертання підшипника варто вибирати радіально-упорні підшипники з меншим кутом контакту α і більш легкої серії.

Основні види тертя виникають у підшипниках одночасно, тому оцінити вплив кожного з факторів на загальний опір важко. Однак можна відзначити, що підвищений опір у початковий момент руху обумовлений, головним чином,

впливом тертя ковзання в мастильному шарі. Підвищення радіального навантаження на підшипник впливає, в основному, на тертя кочення тіл по бігових доріжках, геометричне ковзання і тертя ковзання сепаратора.

Теоретичний розрахунок загального опору руху в підшипниках пов'язаний зі значними труднощами тому, що неможливо врахувати з необхідною вірогідністю вплив пружних властивостей деталей підшипників, розподіл навантаження між тілами кочення, мікрогеометрію поверхонь, властивості змащення, швидкості, температури, час припрацювання й інші фактори. Більш того, момент тертя в підшипнику протягом одного обороту не є постійною величиною. Тому в інженерній практиці момент сил тертя підшипника щодо осі обертання визначають приблизно за формулою

$$M_{\text{тр}} = f_n \cdot F_r \cdot d/2, \quad (3.13)$$

де d – діаметр отвору підшипника; f_n – приведений коефіцієнт тертя, що враховує усі види тертя у підшипнику і визначається за експериментами.

Заміна металевих сепараторів склополіамідними неможлива без розрахунку останніх на міцність і жорсткість. Для розрахунку конструкції сепаратора будують його розрахункову схему на основі вивчення силової взаємодії деталей підшипника: тіл кочення з кільцями, тіл кочення з перемичками сепаратора, сепаратора з базуючим кільцем чи тілами кочення.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Від яких факторів залежить розподіл радіального навантаження між тілами кочення?
2. Для якого кільця підшипника характерне місцеве навантаження?
3. Чому при конструюванні машин в більшості випадків передбачають умови роботи підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем?
4. Від яких факторів залежить швидкість сепаратора?
5. Які існують заходи підвищення граничної швидкості підшипників?

6. Які існують причини втрат на тертя в підшипниках?

ГЛАВА 4

ПОШКОДЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ І РОЗРАХУНКИ

4.1. ОСНОВНІ ВИДИ ПОШКОДЖЕНЬ

Зношування і його завершальна стадія – руйнування підшипників кочення – можуть мати різну природу і визначаться багатьма причинами (рис.4.1).

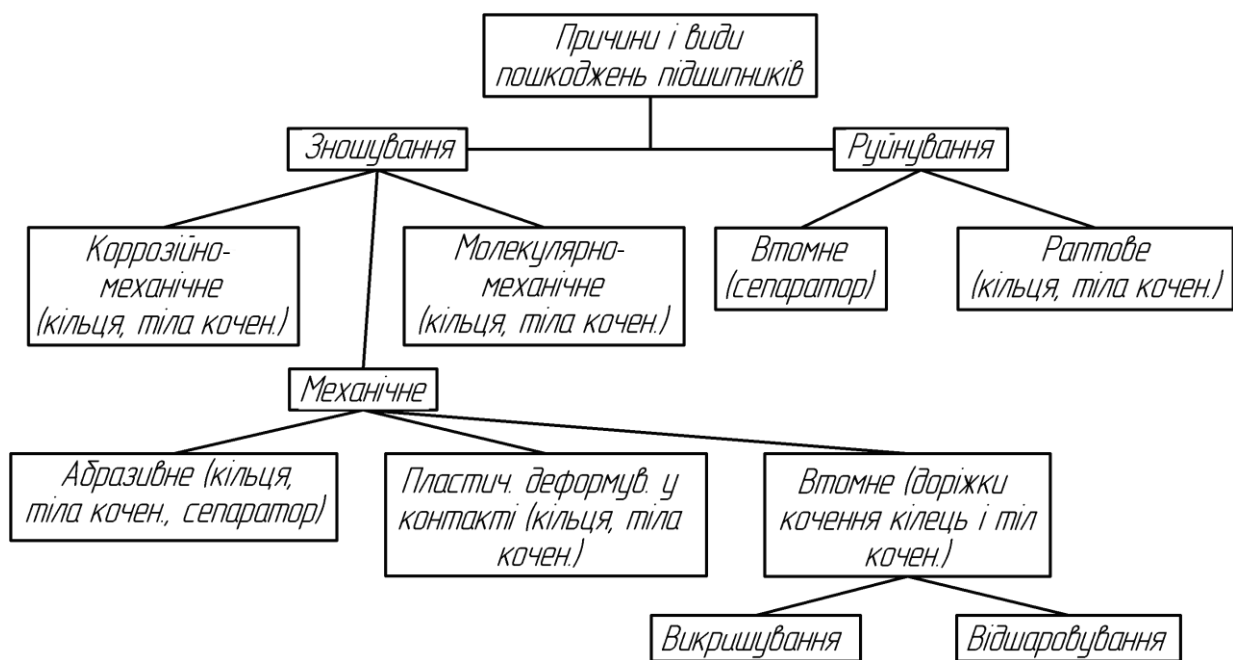


Рис.4.1. Основні види пошкоджень деталей підшипників

Коррозійно-механічне і молекулярно-механічне зношування характерні для важконавантажених підшипників, що працюють в умовах різко змінних амплітуд навантаження (опори кочення гірничо-збагачувальних, металургійних, вібраційних, великих енергетичних машин, рухомого складу залізниць). Перший вид пошкоджень частіше зустрічається на тілах кочення (кисневе зношування), другий – на торцевих поверхнях циліндричних роликів і бортів кілець у вигляді схоплювання і задирок. Задирки поверхонь деталей виникають внаслідок

док конструктивної недосконалості спряжень, підвищеного тепловиділення в контакті та недостатньої несучої здатності мастила.

Абразивне зношування частіше спостерігається при недостатньому захисті підшипників від впливу навколишнього середовища і характерне для підшипників сільськогосподарських, будівельних і гірничих машин. Для підшипникових вузлів газотурбінних двигунів знос робочих поверхонь підшипників виникає через проковзування комплекту тіл кочення разом із сепаратором щодо кілець внаслідок недовантаження підшипника при надвеликих швидкостях обертання.

Залишкові деформації на бігових доріжках кілець у вигляді місцевих ямок і ум'ятин виникають внаслідок значних ударних перевантажень в умовах повільного обертання, похибок в монтажі та наявності сторонніх твердих часток. Ці види пошкоджень характерні для важконавантажених тихохідних підшипників, а також підшипників, що працюють в режимі коливального руху.

Втомне викришування і відшаровування робочих поверхонь кілець і тіл кочення обумовлюється результатом розвитку мікротріщин, що утворюються через повторні мікропластичні зсуви перенапруженого матеріалу. Втомні пошкодження локалізуються в місцях концентрації напружень на поверхні (мікронерівності, шліфувальні риски) і в підповерхневих шарах (неоднорідності мікроструктури, неметалеві включення). Втомні пошкодження підсилюються розклинювальною дією мастила, розтягувальною дією дотичних сил в контакті і частіше виникають в довгочасно працюючих у нормальних умовах підшипників. Зношування відшаровуванням виявляється у вигляді відділення тонких пластинок окришеного матеріалу, а зношування викришуванням (піттинг) виявляється у вигляді відколів локальних чи досить великих фрагментів матеріалу. Втомне викришування – основний вид пошкоджень підшипників кочення загального машинобудування.

Руйнування кілець і тіл кочення пов'язано з ударними перевантаженнями підшипників, помилками в монтажі підшипникового вузла, що може викликати перекося кілець і заклинювання підшипника.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил у швидкісних підшипниках, зовнішньої вібрації підшипникових вузлів з високими прискореннями і втрати несучої здатності змащення чи недостатньої її кількості у решти підшипників. Ознакою недостатнього змащення деталей підшипника є знос сепаратора по базуючих поверхнях кілець.

Зовнішніми ознаками втрати працездатності підшипників більшості машин загального призначення є нагрівання, шум, підвищений опір обертанню; у підшипників приладів – підвищена нестабільність моменту опору обертанню, нестабільність частоти й амплітуди вібрації ротора на деяких частотах обертання; для шпиндельних підшипників типовий критерій відмови – мала точність обертання і підвищена вібрація.

Незважаючи на численність пошкоджень підшипників, їх працездатність в інженерній практиці визначається лише за двома критеріями: ресурсом за втомним викришуванням та статичною вантажністю за залишковими деформаціями – відповідно до ГОСТ 18855-94 та ГОСТ 18854-94. За першим критерієм розраховують *динамічно навантажені підшипники* з частотою обертання $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$ (підшипники з частотою $n \geq 1 \text{ хв}^{-1}$ є умовно динамічні), а за другим – *статично навантажені* з частотою обертання $n < 1 \text{ хв}^{-1}$. Розрахунки за іншими критеріями натепер не розроблені через значну кількість випадкових факторів, які важко піддаються врахуванню, і в інженерній практиці не застосовуються.

Стандартом обмежене число типів і розмірів підшипників, для яких розраховано і експериментально визначено вантажність кожного типорозміру. Тому при проектуванні машин і механізмів підшипники спочатку підбирають з числа стандартних так, щоб забезпечити необхідну контактну міцність і жорсткість робочих поверхонь кілець і тіл кочення, а потім перевіряють розрахунками за двома зазначеними критеріями.

4.2. РОЗРАХУНОК НА ЗАДАНИЙ РЕСУРС

Для розрахунку ресурсу підшипників застосовують ідею зниження контактних напружень σ_H зі зростанням числа циклів N контактного навантаження, що має математичний вираз у вигляді

$$\sigma_H^m \cdot N = \text{const.} \quad (4.1)$$

Оскільки величина N пропорційна числу обертів n підшипника, а його довговічність L виміряється мільйонами обертів ($L = 10^{-6}n$), то вираз (4.1) може бути поданий як

$$\sigma_H^m \cdot L = \text{const.} \quad (4.2)$$

Переходячи від напружень у контакті σ_H до радіальної сили F_r , що викликала ці напруження, одержимо вираз наступного вигляду:

$$F_r^p \cdot L = \text{const.} \quad (4.3)$$

Спеціальні залежності дозволяють для кожного, наприклад, радіального підшипника визначити постійне радіальне навантаження при $L = 1$. Це навантаження при нерухомому зовнішньому кільці називається *динамічною радіальною вантажністю*, позначається буквою « C_r » і наводиться в довідниках. *Динамічна радіальна вантажність* підшипника – умовно нерухома постійна радіальна сила, яку може сприймати підшипник без появи ознак втоми на поверхнях контакту кілець і тіл кочення протягом одного мільйона обертів внутрішнього кільця при імовірності безвідмовної роботи 90 %.

З урахуванням поняття динамічної радіальної вантажності вираз (4.3) має вигляд

$$F_r^p \cdot L = C_r^p \cdot 1 = \text{const}, \quad (4.4)$$

звідки вираз для *базового розрахункового ресурсу* підшипника в мільйонах обертів при його 90 % - вій безвідмовній роботі з деталями зі сталі ШХ-15 звичайної технології отримання (без очищення металу від різних сторонніх включень) і при звичайних умовах експлуатації визначається виразом

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{F_r} \right)^p, \quad (4.5)$$

де p – показник ступеня; для кулькових підшипників $p = 3$; для роликотіпідшипників $p = 10/3$.

Якщо на підшипник діють спільно радіальна й осьова сили, вводять поняття *еквівалентного радіального динамічного навантаження* P_r . Це таке умовне постійне радіальне навантаження, наприклад, для радіальних і радіально-упорних підшипників, під дією якого підшипник з рухомим внутрішнім кільцем і нерухомим зовнішнім буде мати той же ресурс, що й в умовах дійсного навантаження і обертання. Тоді замість виразу (4.5) варто використовувати

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p. \quad (4.6)$$

При постійному режимі навантаження підшипника еквівалентне радіальне навантаження враховує вплив основних експлуатаційних факторів і визначається окремим виразом відповідно до типу підшипника. Для однорядних радіальних кулькових підшипників та однорядних радіально-упорних кулькових і роликотіпідшипників еквівалентне радіальне навантаження визначають за формулою

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (4.7)$$

де F_a – осьова сила; X, Y – коефіцієнти, що враховують різну дію ушкодження радіальною і осьовою силами; V – коефіцієнт обертання ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця); K_δ – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження; K_T – температурний коефіцієнт.

При відомій величині експлуатаційних перевантажень λ коефіцієнт безпеки можна визначити за формулою

$$K_\delta = 1 + 0,94 \left(\frac{\lambda - 100}{100} \right). \quad (4.8)$$

В інших випадках K_6 вибирають за рекомендаціями. У курсовому проектуванні механічних приводів приймають $K_T = 1$, оскільки температура підшипників не перевищує 100°C .

Коефіцієнти X і Y визначають з урахуванням наступних міркувань: у міру збільшення F_a вибираються зазори в підшипнику, і розподіл навантаження між тілами кочення стає більш сприятливим (зростає дуга контакту, у межах якої тіла кочення сприймають навантаження), у роботу вступає більше число тіл кочення. Збільшення сили F_a до визначеного значення не призводить до зниження працездатності підшипника, тому розрахунок його еквівалентного радіального навантаження здійснюють тільки з урахуванням радіальної сили F_r . При подальшому зростанні F_a збільшення дуги контакту вже не може компенсувати підвищення навантаження на підшипник, і працездатність його знижується. Граничне значення величини F_a , коли вже не можна зневажати її впливом на працездатність підшипника, оцінюється параметром « e ». Значення коефіцієнтів X і Y вибирають з довідкових таблиць.

Еквівалентне радіальне навантаження для підшипників з короткими циліндричними роликами визначається виразом

$$P_r = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T. \quad (4.9)$$

Для деяких циліндричних роликopідшипників формула (4.9) є не цілком прийнятною з наступної причини. Підшипники типів 12000 і 42000 можуть також сприймати помірне однобічне, а підшипники типів 52000, 62000 і 92000 – двобічне осьове навантаження. Припустима величина осьового навантаження визначається в цих випадках не втомними характеристиками матеріалу, а умовами ковзання торцевих поверхонь роликів щодо бортів чи приставних кілець. При цьому визначальну роль відіграють величина й умови змащення підшипників. При пульсуючому осьовому навантаженні працездатність підшипників досить висока, але при тривалій дії навантаження можуть виникнути ушкодження у вигляді задирок на торцях роликів, задирок і тріщин на бортах кілець, що істотно скорочує термін служби підшипника.

Еквівалентне осьове навантаження для упорних підшипників

$$P_a = F_a \cdot K_{\delta} \cdot K_T. \quad (4.10)$$

Еквівалентне осьове навантаження для упорно-радіальних підшипників

$$P_a = (X F_r + Y F_a) K_{\delta} \cdot K_T. \quad (4.11)$$

При змінному, наприклад, *ступінчастому навантаженні* (рис. 4.2, а) розрахунок ведуть за *сумарним еквівалентним радіальним динамічним навантаженням* $P_{\Sigma r}$:

$$P_{\Sigma r} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (4.12)$$

де P_1, P_2, \dots, P_n – постійне радіальне навантаження, що діє протягом відповідно до L_1, L_2, \dots, L_n ; L – сумарне число обертів ($L = L_1 + L_2 + \dots + L_n$), млн.

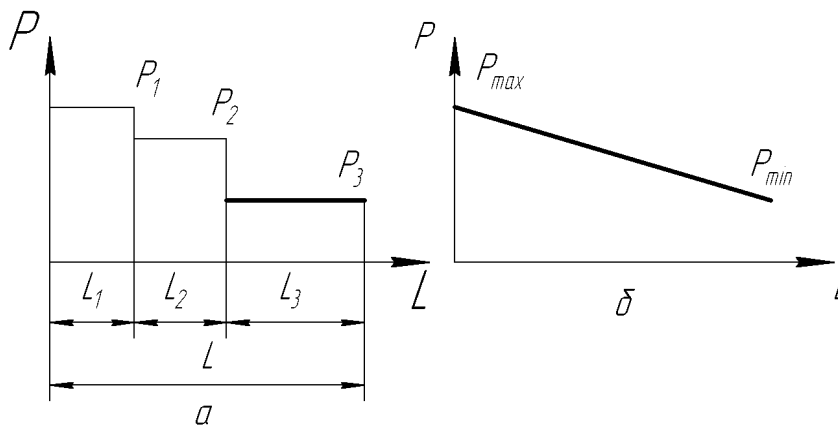


Рис.4.2. Зміна зовнішнього навантаження, що діє на підшипник

Якщо навантаження змінюється за лінійним законом від P_{\max} до P_{\min} (рис. 4.2, б), сумарне еквівалентне навантаження визначається виразом

$$P_{\Sigma r} = (P_{\min} + 2P_{\max})/3. \quad (4.13)$$

Вал на підшипниках умовно розглядають як статично визначену балку, у якій одна опора шарнірно-рухома, а інша – шарнірно нерухома. Тому радіальні реакції визначаються відомими способами статички твердого тіла. Якщо радіальні навантаження лежать у різних площинах, то кожна з них розкладається по двох взаємноперпендикулярних площинах, визначаються складові реакцій у цих площинах, а потім повні реакції, що дорівнюють геометричній сумі двох скла-

дових. Приймають, що радіальні реакції прикладені до вала в точках перетинання його осі і нормалей, проведених до середин контактних площадок на зовнішніх кільцях. Тому точки прикладання радіальних реакцій в однорядних радіальних підшипниках (кулькових, роликів) знаходяться посередині підшипника. Визначення точок прикладання радіальних реакцій в однорядних радіально-упорних підшипниках має особливості і зводяться до знаходження відстані « a » (рис. 4.3) за виразами: $a = 0,5[B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]$ – для кулькових підшипників, $a = 0,5[T + l(d + D)/3]$ – для роликів конічних підшипників, де D , d , B , T – розміри підшипників, $l = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$.

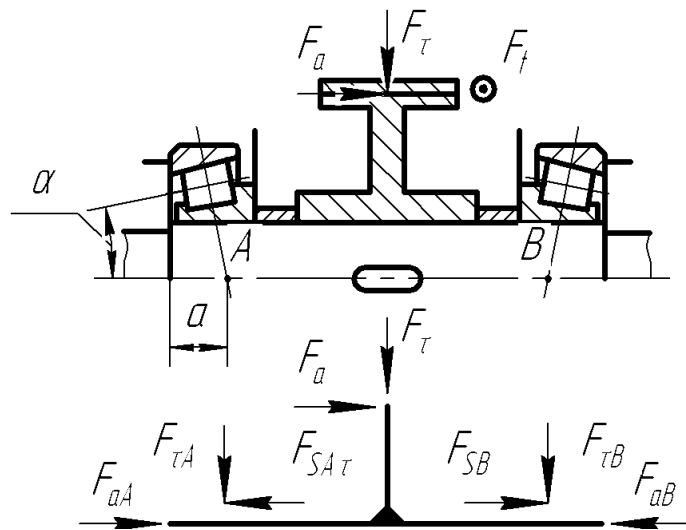


Рис.4.3. Сили, що діють на встановлені на валу підшипники за схемою «врозпір»

Якщо в опорі встановлені два підшипники, то задача виявляється статично невизначеною. В інженерній практиці обмежуються спрощеними передумовами. Наприклад, пара шарикопідшипників розглядається як один дворядний радіально-упорний шарикопідшипник і місцем прикладання реакції вважають точку, що віддалена від середини підшипника, який сприймає осьове навантаження на $1/3$ відстані між рядами тіл кочення.

При визначенні величин осьових навантажень F_{aA}, F_{aB} на радіально-упорні підшипники треба враховувати осьові сили F_{SA}, F_{SB} , поява яких спричинена дією радіальних сил F_{rA}, F_{rB} через нахил контактних ліній (рис. 4.3). Значення сил

F_{aA}, F_{aB} залежать від типу підшипника (кульковий, роликовий), кутів нахилу контактних ліній, значень радіальних навантажень, зазорів (осьової гри) підшипників. Якщо підшипники змонтовані з великим зазором, то все навантаження буде сприймати тільки одна чи дві кульки. Умови роботи підшипників з такими зазорами вкрай несприятливі і недопустимі. Тому звичайно підшипники регулюють так, щоб «осьова гра» (осьове переміщення) при сталому температурному режимі була близькою до нуля. У цьому випадку при дії на підшипник радіальної сили під навантаженням буде знаходитися приблизно половина тіл кочення, а сумарна по всіх навантажених тілах кочення осьова складова визначається за виразом

$$F_s = e' F_r, \quad (4.14)$$

де $e' = 0,83e$ – для конічних роликопідшипників; $e' = e$ – для радіально-упорних кулькових підшипників при $\alpha \geq 18^\circ$. При $\alpha < 18^\circ$ параметр e' знаходять приблизно за відповідними графіками.

Осьова складова F_s є мінімальною осьовою силою, що діє на радіально-упорний підшипник, оскільки на опори вала діє додатково зовнішня осьова сила F_a (рис. 4.3), тобто повинна виконуватися умова

$$F_a \geq F_s. \quad (4.15)$$

Визначаючи реакції підшипників, треба виходити з умови рівноваги всіх осьових сил, що діють на вал. Так, для схеми, що зображена на рис. 4.3 складають рівняння рівноваги:

$$F_a + F_{aA} - F_{aB} = 0. \quad (4.16)$$

У загальному випадку F_{aA} не дорівнює F_{aB} , тому для рішення рівняння (4.16) із двома невідомими вимагаються додаткові умови, а саме:

$$F_{aA} \geq F_{sA}; F_{aB} \geq F_{sB}. \quad (4.17)$$

Крім того, в одному з підшипників, коли вони встановлені без попереднього натягу (тобто без вибірки зазорів і створення початкового стиску тіл кочення постійним осьовим переміщенням кілець), повинна виконуватися умова

$$F_{ai} = F_{si}. \quad (4.18)$$

Оскільки невідомо, в якому з підшипників виконується умова (4.18), задача вирішується методом перебору варіантів. Наприклад, при $F_{aA} = F_{sA}$ рівняння (4.16) має вигляд

$$F_{aB} = F_a + F_{sA}, \quad (4.19)$$

і якщо при цьому $F_{aB} \geq F_{sB}$, то осьові сили знайдені правильно. З виразів (4.17) і (4.19) випливає, що при

$$F_a + F_{sA} \geq F_{sB}, \quad (4.20)$$

можливі два варіанти умов навантаження підшипників:

$$F_{sA} \geq F_{sB} \quad \text{і} \quad F_{sB} > F_{sA}. \quad (4.21)$$

З першого варіанта умови (4.21) виходить, що осьове навантаження F_a може бути відсутнім, тому в загальному випадку $F_a \geq 0$. З другого варіанта умови (4.21) маємо $F_a \geq F_{sB} - F_{sA}$. При невиконанні умови $F_{aB} \geq F_{sB}$ треба прийняти $F_{aB} = F_{sB}$, і тоді рівняння (4.16) матиме вигляд:

$$F_{aA} = F_{sB} - F_a, \quad (4.22)$$

з обов'язковим виконанням умови $F_{aA} \geq F_{sA}$.

З виразів (4.17) і (4.22) виходить, що при

$$F_{sB} - F_a \geq F_{sA}, \quad (4.23)$$

можливий тільки один варіант умов навантаження підшипників:

$$F_{sB} > F_{sA}, \quad (4.24)$$

з якого випливає, що $F_a \leq F_{sB} - F_{sA}$.

Таким чином, при відсутності «осьової гри» і попереднього натягу осьова реакція кожного з двох підшипників, встановлених на валу «врозпір» чи «врозтяж», визначається за допомогою формул, що подані в табл.1.6.

Таблиця 1.6

№ варіанта	Умови навантаження	Розрахункові осьові реакції підшипників	
		Опора А	Опора В

1	$F_{sA} > F_{sB}$ $F_a \geq 0$		
2	$F_{sA} < F_{sB}$ $F_a \geq F_{sB} - F_{sA}$	$F_{aA} = F_{sA}$	$F_{aB} = F_{sA} + F_a$
3	$F_{sA} < F_{sB}$ $F_a \leq F_{sB} - F_{sA}$	$F_{aA} = F_{sB} - F_a$	$F_{aB} = F_{sB}$

Застосування опор зі здвоєних підшипників збільшує її вантажність, яка визначається відповідним коефіцієнтом:

- для кулькових підшипників $C_{вузл.} = 1,625 C_r$;
- для роликових підшипників $C_{вузл.} = 1,714 C_r$.

Значення коефіцієнтів X и Y у розрахунку еквівалентного навантаження опори з двох однорядних радіально-упорних підшипників, що встановлені вузькими чи широкими торцями зовнішніх кілець один до одного, приймають як для дворядних радіально-упорних підшипників.

У загальному випадку, якщо умови експлуатації підшипників відрізняються, наприклад, розподілом навантажень на тіла кочення, застосуванням нових матеріалів для деталей чи присадок та домішок до мастильних матеріалів ГОСТ 18855-94 передбачає так званий *відкорегований ресурс* L_{na} :

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}, \quad (4.25)$$

де a_1 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від рівня надійності підшипника ($a_1 = 1$ при $L_{10} = 90\%$); a_2 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від спеціальних властивостей підшипника; a_3 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від спеціальних умов експлуатації.

Конкретні значення коефіцієнтів a_2 і a_3 стандарт рекомендує вибирати шляхом лабораторних чи експлуатаційних випробувань.

На практиці ресурс підшипників визначають не в мільйонах циклів навантаження, а в годинах роботи:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60n}, \quad (4.26)$$

і тоді перевірочний розрахунок підшипників зводиться до порівняння розрахункового ресурсу L_n з потрібним (заданим) ресурсом L за умовою:

$$L_n > L. \quad (4.27)$$

Перевагами розрахунку на заданий ресурс підшипників кочення за ГОСТ 18855-94 є відносна простота, комплексність та осередненість в урахуванні багатьох технологічних та експлуатаційних факторів, що пов'язані з розсіюванням фізико-механічних властивостей матеріалів, параметрів технології виготовлення деталей, супутніми деградаційними процесами (зміна властивостей контактних поверхонь, забруднення та втрата несучої здатності мастильного матеріалу). Вдосконалення технологічних процесів виготовлення та контролю підшипників і, особливо, підвищення якості сталі (зменшення числа домішок, підвищення структурної однорідності) останнім часом дозволили збільшити фактичний ресурс підшипників і, навіть, перевищити розрахунковий ресурс. Разом з цим при заданому рівні, наприклад, металургійної забрудненості сталі в допустимих стандартом межах розсіювання середнього ресурсу партії підшипників натеper може мати п'ятикратне коливання.

4.3 РОЗРАХУНОК СТАТИЧНОЇ ВАНТАЖНОСТІ

При частоті обертання $n < 1 \text{ хв}^{-1}$ підшипники кочення розраховують за статичною вантажністю відповідно до ГОСТ 18854-94. Розрахунок зводиться до перевірки умови

$$P_0 \leq C_0, \quad (4.28)$$

де P_0 – еквівалентне статичне навантаження; C_0 – *статична вантажність*, що визначається з таблиць характеристик підшипників.

Під статичною вантажністю розуміють таке статичне навантаження, якому у найбільш навантаженій точці контакту відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець не більше 0,0001 діаметра тіла кочення.

При дії комбінованого статичного (радіального та осьового) навантаження еквівалентне навантаження для радіальних кулькових і радіально-упорних кулькових та роликових підшипників визначається як найбільше значення з двох наступних виразів

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad P_0 = F_r, \quad (4.29)$$

де X_0, Y_0 – відповідно коефіцієнти радіального і осьового статичного навантаження, які вибирають з таблиць.

При невисоких вимогах до плавності обертання припустиме короткочасне підвищення навантаження у 1,5...2 рази, а при підвищених вимогах доцільне таке ж зниження навантаження.

На статичну міцність треба перевіряти підшипники, що працюють при малих швидкостях, але при змінних навантаженнях.

.

4.4. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ НА ЗАДАНИЙ РЕСУРС

4.4.1. Вихідні данні:

- діаметр вала під підшипник $d = 70$ мм;
- підшипник 7314: $d = 70$ мм; $B = 37$ мм; $C_k = 168000$ Н; $e = 0,31$; $Y = 1,94$;
- радіальне навантаження: $A = F_{rA} = 7595$ Н; $B = F_{rB} = 22417$ Н;
- осьове навантаження $F_a = 533$ Н;
- частота обертання вала $n = 20$ хв⁻¹;
- обертається внутрішнє кільце, зовнішнє нерухоме $V = 1$;
- потрібний ресурс $L \geq 14235$ годин;
- навантаження ступінчатозмінне з помірними поштовхами ($K_6 = 1,4$);
- температура експлуатації підшипників $t < 100^\circ \text{C}$ ($K_t = 1$).

4.4.2. Коефіцієнт навантаження

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3}{L}} = P_1 \sqrt[3]{\frac{L_1}{L} + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{L_2}{L} + \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{L_3}{L}} =$$

$$= P_1 \sqrt[3]{\frac{0,2 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma} + 0,7^3 \cdot \frac{0,3 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma} + 0,4^3 \cdot \frac{0,5 \cdot t_\Sigma}{t_\Sigma}} = 0,691 P_1; \quad K = 0,691.$$

4.4.3. Осьові складові радіального навантаження

$$\text{опора } A: F_{sA} = 0,83 e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 7595 = 1954 \text{ Н};$$

$$\text{опора } B: F_{sB} = 0,83 e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 22417 = 5768 \text{ Н}.$$

4.4.4. Розрахункове навантаження визначається із табл. 6.6 [5]

При $F_{sB} > F_{sA}$ ($5768 > 1954$), а також $F_a < F_{sB} - F_{sA}$ ($533 < 5768 - 1954$).

Величини F_a та F_{aB} розраховують за виразами:

$$\text{опора } A: F_{aA} = F_{sB} - F_a = 5768 - 533 = 5235 \text{ Н};$$

$$\text{опора } B: F_{aB} = F_{sB} = 5768 \text{ Н}.$$

4.4.5. Коефіцієнти радіального та осьового навантаження

$$\text{опора } A: \frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{5235}{7595} = 0,689 > e = 0,31, \text{ що згідно з рекоменда-}$$

ціями табл. 6.1 [5] визначає: $x = 0,4$; $y = 1,94$.

$$\text{опора } B: \frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{6940}{22417} = 0,309 < e = 0,31, \text{ що згідно з рекоменда-}$$

ціями табл. 6.1 [5] визначає: $x = 1$; $y = 0$.

4.4.6. Еквівалентне розрахункове навантаження (табл. 6.5 [5])

Опора A:

$$P_A = (V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) \cdot K_\delta \cdot K_T \cdot K_p = (1 \cdot 0,4 \cdot 7595 + 1,94 \cdot 5235) \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 12763$$

Н;

Опора B:

$$P_B = V \cdot F_{rB} \cdot K_\delta \cdot K_T \cdot K_p = 22417 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,691 = 21696 \text{ Н}.$$

Подальший розрахунок потрібно проводити з урахуванням найбільш навантаженої опори, тобто опори B.

4.4.7. При $L \geq 14235$ годин і $n = 20 \text{ хв}^{-1}$ відношення $C_r/P_r = 2,35$ [5].

Тоді необхідна розрахункова динамічна вантажність підшипника:

$$C_r = 2,35 \cdot P_r = 2,35 \cdot 21696 = 50985 \text{ Н} < C_k = 168000 \text{ Н}.$$

Таким чином, попередньо вибраний підшипник № 7314 середньої серії має майже втричі більший запас за динамічною вантажністю, що вказує на доцільність вибору більш легкої серії такого типу конічного однорядного підшипника. За даними [8] можна вибрати підшипник № 2007114, у якого:

$$C_k = 67600 \text{ Н}; d = 70 \text{ мм}; D = 110 \text{ мм}; B = 24 \text{ мм}.$$

4.4.8. Ресурс підшипника № 2007114

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_k}{P_{\text{екв}}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 20} \left(\frac{67600}{21696} \right)^{\frac{10}{3}} = 36818 \text{ год} > L = 14235 \text{ год},$$

що перевищує потрібний ресурс майже в два з половиною рази.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. За яким видом пошкодження визначають ресурс динамічно навантажених підшипників загального машинобудування?
2. Які фактори враховує еквівалентне радіальне навантаження для радіальних і радіально-упорних кулькових підшипників?
3. Чим відрізняється відкорегований ресурс підшипника від базового розрахункового ресурсу?
4. В чому полягає суть підбору підшипників за динамічною вантажністю?
5. В чому полягає суть підбору підшипників за статичною вантажністю?

ГЛАВА 5

ПРИКЛАДИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАКОРДОННИХ ПІДШИПНИКІВ

Останнім часом одним з ведучих закордонних підшипникових підприємств – фірмою SKF (Швеція) реалізовано багато технічних вдосконалень підшипників кочення, основними з яких є:

- оптимізація поверхонь контакту тіл кочення і кілець, яка дозволяє покращити умови створення несучого мастильного шару і зменшити рівень вібрації та шуму, що, в свою чергу забезпечує більш повільне, рівномірне і точне обертання, зменшує кількість необхідного мастильного матеріалу, спрощує обслуговування;
- використання надзвичайно чистої та структурно однорідної сталі з мінімальним числом домішок, такої що перевищує за цими показниками найкращі відомі марки;
- розробка та використання унікальних методів термообробки, що забезпечує підвищений опір експлуатаційним пошкодженням, стабільність характеристик при високій температурі і значне підвищення зносостійкості.

Результатом цієї роботи є поява нових типів і конструкцій підшипників кочення, які набули значного поширення. Нижче наведено короткі відомості про деякі найбільш значущі нові розробки фірми SKF в галузі підшипників кочення.

5.1. КЕРАМІЧНІ ТІЛА КОЧЕННЯ

Для надшвидкісних високоточних вузлів розроблені гібридні підшипники, кільця яких виготовлені зі сталі, а тіла кочення – з нітриду кремнію. Модуль пружності кераміки в таких підшипниках має значну величину, тому зменшені розміри площадки контакту в сполученні “кільце – тіло кочення” сприяють зниженню тертя кочення та ковзання. Менший коефіцієнт тертя кераміки по сталі, ніж сталі по сталі, зумовлює менше нагрівання підшипника і його меншу чутливість до дефіциту змащування. Менші сили тертя в контакті сприяють меншим дотичним контактним напруженням, від яких суттєво залежить втомна довговічність. Тому гібридні підшипники допускають високі частоти обертання і в більшості випадків мають підвищений ресурс. Добрі елект-

роізоляційні властивості кераміки забезпечують захист кілець від пошкоджень електричним струмом.

Менша щільність нітриду кремнію (майже у 2,5 рази) у порівнянні зі сталлю обумовлює менші навантаження на сепаратор, особливо при розгоні та зупинках, що зменшує опір тертю, нагрівання, а отже, збільшує ресурс мастильного матеріалу.

При недостатньому змащуванні не виникає схоплювання між тілами кочення з кераміки і стальними кільцями. Це дає можливість гібридним підшипникам працювати довгий час при відсутності мастильної плівки.

Більша твердість нітриду кремнію та більший модуль пружності, ніж у сталі, зумовлюють більшу жорсткість підшипникового вузла. Завдяки меншому коефіцієнту лінійного розширення тіла кочення з нітриду кремнію мають менші теплові деформації. Зазначені переваги гібридних підшипників вкрай необхідні, наприклад для шпиндельних підшипників металорізальних верстатів.

Основним типом гібридних підшипників є кульковий радіальний однорядний підшипник; такі підшипники випускають з діаметром отвору від 5 до 110 мм. Крім металорізальних верстатів, гібридні підшипники встановлюють в опори електродвигунів, генераторів та у високошвидкісних приводах.

Фірма SKF виготовляє також інші типи високоточних гібридних підшипників: кулькові радіально-упорні, радіальні з циліндричними роликами, кількові упорні одинарні і двойні.

5.2. КЕРАМІЧНІ ТА ЕЛЕКТРОІЗОЛЮЮЧІ ПОКРИТТЯ

Підшипники з керамічними покриттями робочих поверхонь застосовують у тих випадках, коли очікується недостатнє змащування чи руйнування мастильного шару. Такі підшипники можуть довготривало працювати в умовах недостатнього змащування внаслідок раптової випадкової зміни навантаження, швидкості чи температури. Вони надійно забезпечують працездатність підшип-

никового вузла у важких умовах експлуатації, спрощуючи його конструкцію чи обслуговування.

Керамічне покриття товщиною 1...3 мкм отримують у процесі осадження парів хімічних сполук на поверхні деталі. Покрити таким чином поверхню характеризують висока твердість, малий коефіцієнт тертя і високий опір зношування при збереженні пружності основного матеріалу. В процесі експлуатації окремі частки матеріалу покриття занурюються в поверхневий шар основного матеріалу деталі, що сприяє зменшенню тертя, покращенню умов змащування. Допустима робоча температура для покриття 350° С.

Підшипники з керамічним покриттям випускають наступних типів: кулькові радіальні, кулькові радіально-упорні, кулькові упорні, з циліндричними, конічними, сферичними та тороїдальними роликами, а також голчасті підшипники.

Підшипники кочення в електродвигунах, генераторах чи в іншому обладнанні можуть зазнавати пошкодження внаслідок проходження через них електричного струму, який може пошкодити поверхні кочення і зруйнувати мастильний шар. Можливість пошкоджень збільшується при частому включенні, яке супроводжується виникненням потужної індукції в середині двигуна. Для захисту підшипників кочення від проходження електричного струму посадкові поверхні внутрішнього і зовнішнього кілець (включаючи торці роликів) захищають електроізолювальним покриттям на основі оксиду алюмінію, яке наносять струменем плазми товщиною до 100 мкм.

З електричним покриттям виготовляють радіальні однорядні кулькові підшипники і однорядні підшипники з циліндричними роликами.

5.3. ТОРОЇДАЛЬНІ РОЛИКИ

Підшипники з довгими тороїдальними (діжкоподібними) роликами – цілковито новий тип радіальних однорядних роликів підшипників (рис. 5.1).

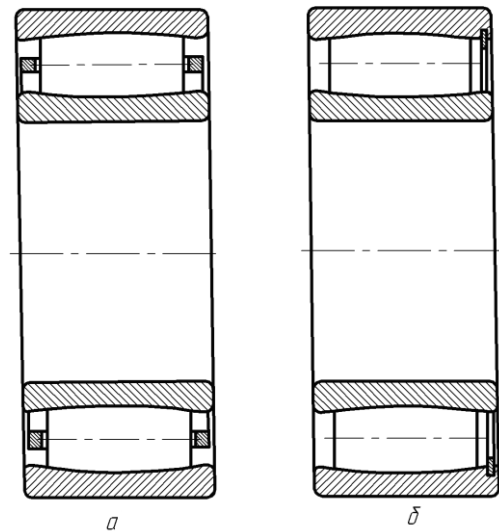


Рис.5.1. Підшипники з довгими тороїдальними роликами відкритого виконання: а – з сепаратором; б – без сепаратора

Самоустановні роликові підшипники з довгими тороїдальними роликами були вперше виготовлені у 1995 році. Конструкція цих підшипників об'єднує властивість сферичних роликопідшипників до самоустановки (допустимий кут перекосу кілець $0,5^\circ$), властивість циліндричних роликопідшипників до легкого осьового відносного переміщення і компактність голчастих підшипників.

При однакових радіальних щілинах у сферичних підшипників і підшипників з тороїдальними роликами, останні допускають значно більші відносні осьові зміщення кілець (6...8 % ширини підшипника).

Підшипники з тороїдальними роликами призначені для сприйняття радіальних навантажень в умовах значних осьових та / чи кутових зміщень внутрішніх кілець відносно зовнішніх. Поєднання властивості до самоустановки та осьового зміщення дозволяє зменшити розміри, спростити конструкцію, а отже, здешевити підшипниковий вузол.

Підшипники з тороїдальними роликами частіше використовують як плаваючі опори в підшипникових вузлах довгих валів, в планетарних коробках передач, в опорах сушильних машин для виготовлення паперу та інших механізмах.

5.4. СЕНСОРНІ ПІДШИПНИКИ

До цілковито нової і перспективної розробки фірми SKF можна віднести сенсорні підшипники – підшипники з вбудованим датчиком, що дозволяє отримати відомості про частоту і напрям обертання, колову швидкість, пришвидчення (загальмовування), кут відносного розташування кілець.

Сенсорний підшипник – готовий до монтажу комплект, що являє собою з'єднане в одне ціле сенсор (датчик) і безпосередньо підшипник. У склад комплекту входять (рис. 5.2): кульковий радіальний підшипник *1* підвищеного класу точності виконання з контактним ущільненням та канавкою під стопорне пружинне кільце на зовнішньому кільці, імпульсне кільце з магнітами *2*, тіло датчика *3*, з'єднувальний кабель *4*.

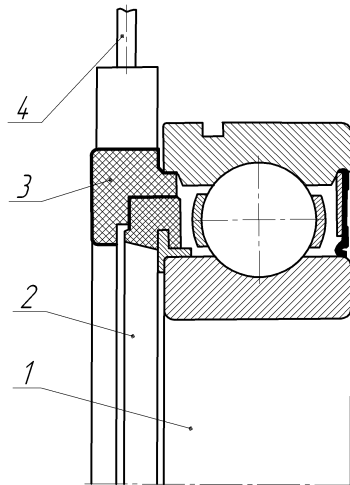


Рис. 5.2. Сенсорний підшипник

Сенсорні підшипники спеціально розроблені для контролю режимів роботи асинхронних двигунів. Такі підшипники – елемент мехатронної системи, і можуть бути застосовані для контролю точності руху та керування багатьма виробничими процесами. Вони знаходять використання в автомобілях, рульових механізмах, електромоторах, коробках передач, ескалаторах, системах контролю намотування в рулони чи змотування з них різних матеріалів (паперу, поліетиленової плівки, металевої стрічки та ін).

5.5. УБУДОВАНІ УЩІЛЬНЕННЯ

В асортименті продукції фірми SKF більшу частину становлять закриті підшипники – підшипники з убудованими захисними шайбами чи контактними ущільненнями, що дозволяють створювати компактні конструкції підшипникових вузлів. До споживача такі підшипники надходять із закладеним пластичним мастилом, що спрощує їх обслуговування та експлуатацію.

Основними варіантами убудованих ущільнень є ущільнення із захисними шайбами, які монтують на зовнішньому кільці і передбачують зазор на внутрішньому (рис. 5.3 а, б); ущільнення з малим тертям гумових робочих кромek (рис. 5.3 в, г); контактні ущільнення (рис. 5.3 д, е).

Підшипники із захисними шайбами використовують у тих випадках, коли забруднення оточуючого середовища невелике і немає води чи вологи, або тоді, коли велике значення має тертя, наприклад при значних частотах обертання.

Підшипники з контактним ущільненням застосовують в опорах, де неможливо забезпечити зовнішній захист підшипникового вузла, або при значному забрудненні оточуючого середовища та наявності вологи, а також при необхідності забезпечити довгий ресурс підшипника без технічного обслуговування.

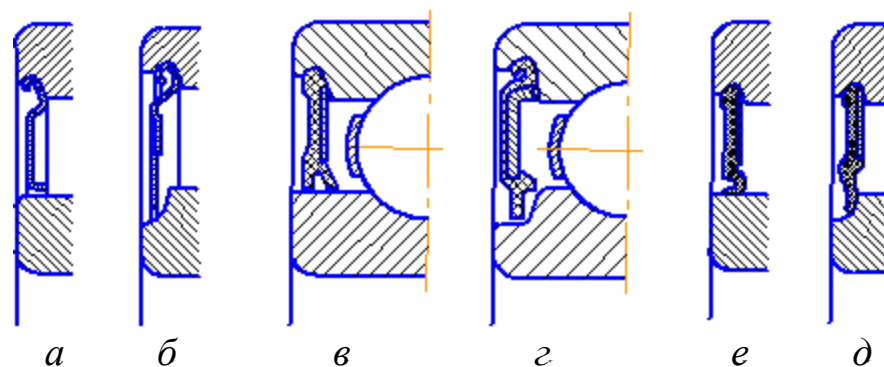


Рис. 5.3. Варіанти підшипників з убудованими ущільненнями

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В чому переваги керамічних матеріалів в порівнянні зі стальними для деталей підшипників кочення?
2. Які корисні властивості мають підшипники з тороїдальними роликами?
3. Для чого потрібні сенсорні підшипники?
4. Які переваги мають підшипники з убудованими ущільненнями?

ЧАСТИНА 2.

ВИБІРКОВІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ

У другій частині посібника буде розглянуто вибіркові напрямки вдосконалення підшипників, а саме, через зміни конструкції деяких деталей та завдяки вибору способу поліпшення експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів, до яких автор має безпосереднє відношення.

Вдосконаленню металевих та неметалевих конструкцій сепараторів підшипників присвячено дуже багато наукових публікацій та різних охоронних документів, оскільки саме сепаратори визначають основні технічні характеристики підшипників кочення – вантажність, частоту обертання, момент тертя. На тепер можна констатувати, що не для всіх типів підшипників розроблено надійні конструкції сепараторів. Наприклад, в експлуатації циліндричних роликот підшипників колісних пар вагонів досі спостерігаються випадки спрацьовування та руйнування сепараторів, що може спричинити аварію на залізниці. Отже, проблема вдосконалення конструкції сепаратора циліндричних роликот підшипників колісних пар вагонів залишається актуальною, і тому нижче запропоновано конкретні задачі з підвищення їх міцності та зносостійкості.

Вдосконаленню конструкції роликів та кілець циліндричних роликот підшипників, що мають особливість сприймати осьові сили, приділялося достатньо уваги. Традиційним напрямком підвищення зносостійкості спряження “то-

рець ролика – борт кільця” залишається вибір оптимальної макрогеометрії контактних поверхонь. Однак до цього часу майже третина циліндричних роликотидшипників колісних пар вагонів з поліпшеною геометрією деталей вибраковується з експлуатації через задирки на торцях роликів та бортах кільця. Отже, актуальними залишаються питання вдосконалення конструкції деталей підшипників, що сприймають осьові сили, і нижче подано конкретні задачі, що стосуються підвищення їх зносостійкості.

Поліпшення експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів підшипників кочення – один з найперспективніших шляхів підвищення їх ресурсу. Цьому напрямку приділяється велика увага як у вітчизняному, так і в зарубіжному підшипникобудуванні, особливо питанням застосування, наприклад, антифрикційних та протиспрацьовувальних домішок і присадок. Останнім часом з’явилися домішки до мастил на основі мінеральних речовин (геомодифікатори), які за короткий час стали дуже популярними й отримали значне розповсюдження в техніці. Мастильні композиції на основі геомодифікаторів суттєво знижують коефіцієнт тертя і підвищують зносостійкість кінематичних пар машин та механізмів. Ефективність застосування геомодифікаторів до мастил підшипників кочення проілюстрована на обмеженій кількості деяких опор і недостатньо досліджена для різних умов експлуатації. Тому нижче пропонуються конкретні задачі з поглибленого теоретичного та експериментального дослідження ефективності застосування геомодифікаторів до мастил певних підшипників кочення з метою підвищення їх ресурсу.

ГЛАВА 6

ПІДШИПНИКИ ВАЖКИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Важкі режими експлуатації опор кочення – це режими, які характеризуються наявністю хоча б одного з таких факторів: високі або різко змінні навантаження і частоти обертання; дуже повільний або коливальний рух; висока температура, підвищена забрудненість або агресивність навколишнього середо-

вища. У подальшому буде докладно розглянуто надшвидкісні підшипники кочення, наприклад, шліфувальних верстатів та стендів для випробування шліфувальних кругів, а також нормальні підшипники з високим та різкозмінним комбінованим (радіальним та осьовим) навантаженням, наприклад, колісних пар залізничних вагонів. Надшвидкісні підшипники кочення – це підшипники зі швидкісним параметром $d_m \cdot n \geq 1 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$. Нормальні (нешвидкісні) підшипники кочення з високим навантаженням – це підшипники з $F_r \geq 0,15C$ та $d_m \cdot n \leq 3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ (F_r – радіальне навантаження підшипника; C – динамічна вантажність підшипника).

6.1. НАДШВИДКІСНІ РОЛИКОВІ ТА КУЛЬКОВІ ПІДШИПНИКИ

Роторні системи з надшвидкісними підшипниками кочення використовують у різних галузях сучасної техніки: авіація, електромашинобудування, верстатобудування, приладобудування. Відповідно до цього згадані підшипники умовно поділяють на три групи: моторні, шпиндельні, приладні.

Серед авіаційних підшипників у найбільш жорстких умовах працюють моторні підшипники (опори роторів газотурбінних двигунів). Їх швидкісний параметр $d_m \cdot n$ досягає $2,5 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ при одночасному навантаженні вагою ротора турбіни до 100 кН на підшипник. У циліндричних роликотпідшипників спостерігається значне проковзування роликів по внутрішньому кільцю при пуску двигуна і торців роликів по бортах кілець унаслідок їх неминучої конусності. У надзвичайно важких умовах (з проковзуванням) працюють і радіально-упорні кулькові підшипники з три- та чотириточковим контактом, які сприймають переважно двосторонні осьові навантаження зі сторони ротора турбіни при нахилах двигуна до горизонту. Тому кільця і тіла кочення моторних підшипників у більшості випадків виготовляють зі спеціальною термічною обробкою для забезпечення їх працездатності за зносом в умовах підвищених температур унаслідок проковзування.

До шпиндельної групи відносять підшипники електроагрегатів форсованих режимів експлуатації (електродвигуни, генератори, стартер-генератори, перетворювачі) та підшипники опор шпинделів металорізальних верстатів (МРВ). Наприклад, в електродвигунах струму підвищеної частоти встановлюють радіальні та радіально-упорні кулькові підшипники з масивним неметалевим сепаратором в умовах змащування мастильним туманом. Ці підшипники навантажені до 0,5 кН на підшипник і мають швидкісний параметр $d_m \cdot n$ майже $1,0 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$. Основною причиною відмов (більше третини випадків) підшипникових вузлів електродвигунів є зношування деталей підшипників.

За різними оцінками 90...95 % шпиндельних вузлів МРВ випускаються з підшипниками кочення, спеціально призначеними для прецизійного металообробного устаткування. Максимальне значення швидкісного параметру прецизійних шпиндельних підшипників кочення становить $1,8 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ для промислових виробів і $2,4 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ для експериментальних зразків. Особливістю навантаження опор шпинделів, наприклад шліфувальних верстатів, є досить високе відношення осьової сили до радіальної ($F_a/F_r = 0,25...0,5$). Тому для опор шпинделів шліфувальних верстатів вибирають, як правило, радіально-упорні кулькові підшипники надлегкої чи особливо легкої серії.

Для шпиндельних вузлів прецизійних шліфувальних верстатів одним з основних критеріїв працездатності підшипників є точність їх обертання, оскільки вона суттєво впливає на якість оброблювальних деталей. Точність сучасних шпиндельних підшипників характеризується довжиною відносних переміщень внутрішнього та зовнішнього кілець при обертанні одного з них і повинна бути не більшою за 0,6...1,0 мкм. На точність підшипників впливають похибки форми деталей підшипника та підшипникового вузла, розміри зазорів, перекося кілець, пружні деформації деталей та їх зносостійкість. Зносостійкість шпиндельних підшипників прецизійних шліфувальних верстатів значною мірою визначається термічною складовою контактних напружень в умовах незначного динамічного навантаження при надвеликій швидкості обертання.

Опори механізмів приладів мають незначні навантаження, і тому для них застосовують, як правило, дрібні кулькові підшипники. Кулькові підшипники знаходять використання у приладах різного призначення – для вимірювання, контролю, запису інформації, оптико-електронних систем та ін. Надшвидкісні кулькові підшипники приладів, що віднесені до класу спеціальних підшипників з неметалевими сепараторами, мають швидкісний параметр $d_m \cdot n = 1,7 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$. Найважливішим експлуатаційним параметром цих підшипників, який безпосередньо впливає на якість функціонування приладів, є момент тертя. Наприклад, саме тертя в опорах визначає точність та надійність таких приладів, як гіроскопи. Характер зміни динамічних параметрів (сил, моментів тертя, вібрацій) підшипників приладів залежить від зносу робочих поверхонь деталей.

Таким чином, для багатьох надшвидкісних підшипників кочення різноманітних машин та механізмів характерна недостатня зносостійкість робочих поверхонь деталей, що вказує на існування проблем із забезпеченням ресурсу підшипників. Найбільш застосовуваним типом надшвидкісних підшипників кочення є кулькові радіально-упорні підшипники. Найгірші умови експлуатації кулькових радіально-упорних підшипників спостерігаються в шпіндельних вузлах металорізальних верстатів, що спричинене підвищенням забруднення навколишнього середовища і великими значеннями співвідношення осевого та радіального навантажень у цих вузлах. Переважне використання (майже 90 %) в опорах шпіндельних головок внутрішнього шліфування прецизійних радіально-упорних кулькових підшипників зумовлене обмеженням габаритних розмірів підшипникових вузлів.

З великої кількості можливих варіантів сполучення підшипників кочення різних типів при їх встановленні у шпіндельні вузли практичне застосування знаходять 12 типових схем, а для надшвидкісних радіально-упорних кулькових підшипників переважно використовують лише схеми 9 та 10, які показані на рис. 6.1.

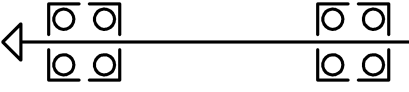
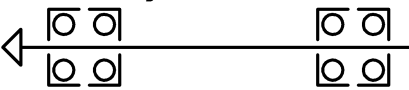
<i>N^o</i>	<i>Схема</i>	<i>Умовне позначення підшипника</i>	<i>$[d \cdot n] \cdot 10^6$, мм·хв⁻¹</i>	<i>Застосування</i>
9	<p style="text-align: center;"><i>Дуплекс 0- подібна</i></p> 	<p style="text-align: center;">246100 236100</p>	0,88...1,12	Надшвидкісні шліфувальні, обробно- розточувальні верстати
10	<p style="text-align: center;"><i>Дуплекс тандем</i></p> 	<p style="text-align: center;">436100 446100</p>	0,96...1,20	

Рис.6.1. Типові схеми для опор шпинделя з надшвидкісними підшипниками кочення

Підшипники типів 36000 та 46000, що застосовуються у схемах 9 та 10 (рис. 6.1), виготовляють у декількох конструктивних різновидах:

- зі скосом одного з бортів на зовнішньому кільці і центруванням сепаратора по бортах внутрішнього кільця (рис. 6.2, а);
- зі скосом одного з бортів на зовнішньому кільці і центруванням сепаратора по борту зовнішнього кільця без скосу (рис. 6.2, б).

Радіально-упорні кулькові підшипники виготовляють з різними попередніми натягами (легким, середнім, важким). Залежно від способу установки підшипників та значення попереднього натягу працездатність підшипників змінюється. Так, за обома схемами (див. рис. 6.1) динамічна та статична вантажність підвищується на 62 %, а зі збільшенням натягу суттєво зменшується гранична швидкість обертання. При цьому схема «дуплекс тандем» менше чутлива до величини попереднього натягу, а схема постановки підшипників з однойменними торцями зовнішніх кілець один до одного підвищує жорсткість шпиндельного вузла.

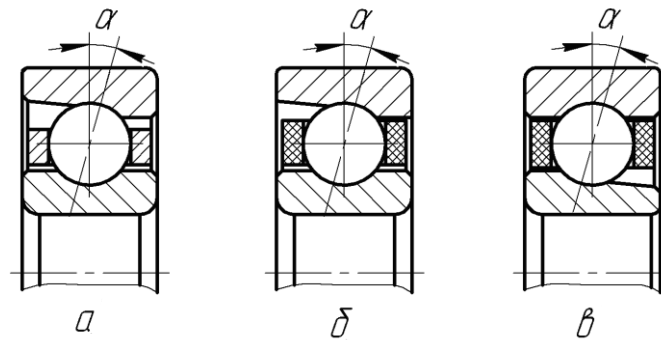


Рис. 6.2. Кулькові радіально-упорні підшипники: а – центрування сепаратора по бортах внутрішнього кільця; б – центрування сепаратора по одному борту зовнішнього кільця; в – центрування сепаратора по бортах зовнішнього кільця

В останні роки віддають перевагу використанню надлегких радіально-упорних кулькових підшипників з кутом контакту $\alpha = 15^\circ$ та центруванню сепаратора по зовнішньому однобортовому кільцю. При змащуванні мастильним туманом чи інжекційним способом з відбором та охолодженням мастила підшипників шпиндельних вузлів їх установа за зазначеними схемами забезпечують найбільш оптимальні умови циркуляції мастила.

Сепаратори надшвидкісних радіально-упорних кулькових підшипників виготовляють масивної конструкції з текстоліту, полімерів чи бронзи. Останні за необхідності, мають антифрикційні покриття.

6.2. ЦИЛІНДРИЧНІ РОЛИКОПІДШИПНИКИ З РАДІАЛЬНИМ ТА ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

З множини роликових підшипників у техніці найбільше застосовують роликопідшипники з короткими циліндричними роликами. Порівняння за основними характеристиками циліндричних роликопідшипників з підшипниками інших типів, які мають такі ж самі габарити, показує, що за швидкохідністю циліндричні близькі до радіальних однорядних кулькових підшипників і суттєво (майже в 2,5...3 рази) перевищують за цим показником відповідно сферичні та конічні роликопідшипники. Циліндричні підшипники значно більш вантажні (у 1,7 рази), ніж кулькові, однак поступаються (у 1,2 рази) за цією характерис-

тикою сферичним й конічним роликотідшипникам. Роликотідшипники з короткими циліндричними роликами типів 12000, 232000 42000, 52000 та 6200, 92000 можуть сприймати разом з радіальними помірно відповідно односторонні та двосторонні осеві навантаження (рис. 6.3).

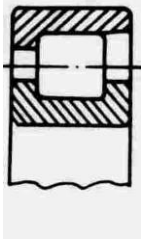
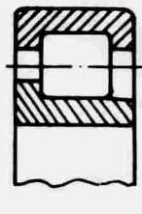
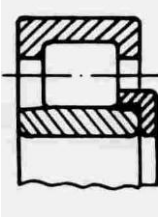
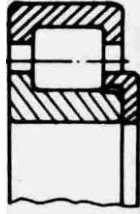
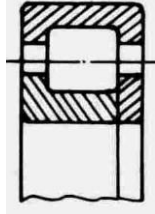
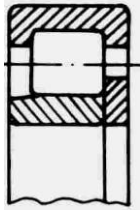
12000	42000	52000	62000	92000	232000
З одним бортом на зовнішньому кільці	З одним бортом на внутрішньому кільці	Без бортів на внутрішньому кільці та упорним фасонним кільцем	З одним бортом на внутрішньому кільці та упорним фасонним кільцем	З одним бортом на внутрішньому кільці та упорним плоским кільцем	Без бортів на внутрішньому кільці та упорним плоским кільцем
					

Рис.6.3. Конструктивні особливості типів однорядних радіальних підшипників з короткими циліндричними роликами, що можуть сприймати осеве навантаження

Допустиме значення навантаження визначається умовами ковзання торцевих поверхонь роликів відносно бортів. При цьому визначальну роль відіграє значення і тривалість дії осевого навантаження, частота обертання й умови змащування підшипника.

Осьове навантаження роликів утворюється також при несиметричному радіальному навантаженні підшипника і за наявності взаємних перекосів доріжок кочення зовнішнього та внутрішнього кілець.

Нижче докладно розглянуто умови експлуатації найбільш масової групи циліндричних роликопідшипників, що мають особливість сприймати крім радіальних ще й осьові навантаження і які застосовуються в опорних вузлах колісних пар залізничних вагонів (рис. 6.4).

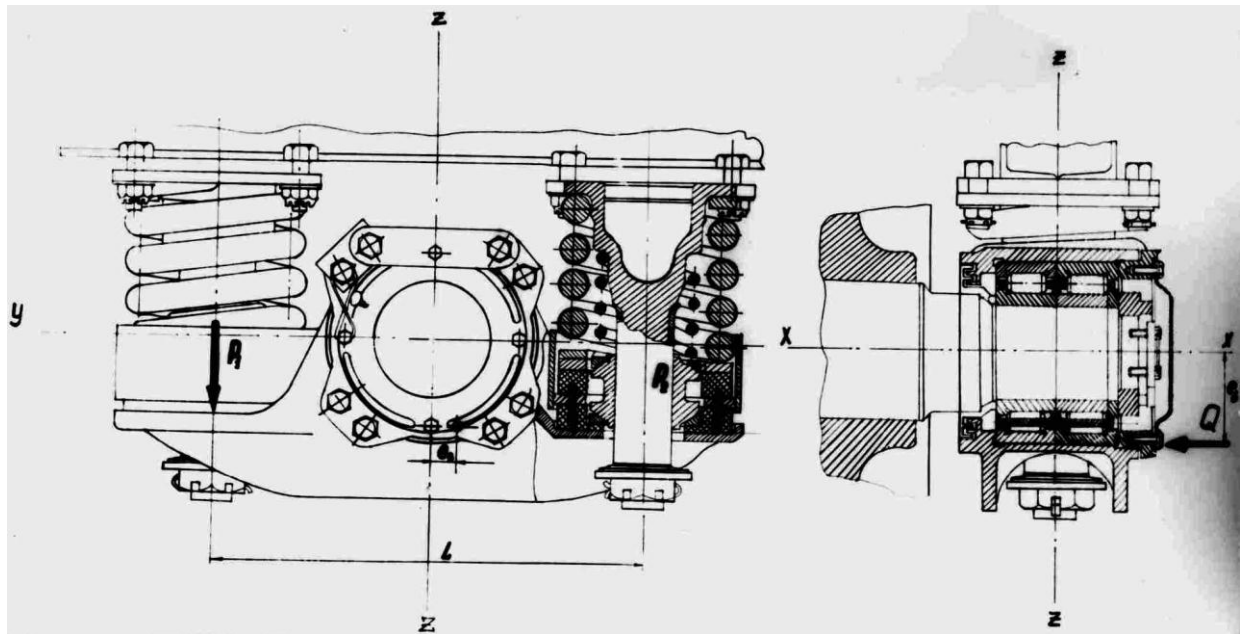


Рис.6.4. Підшипники 42726 та 232726 опорного вузла колісної пари пасажирського вагона

Ці циліндричні підшипники мають безумовні переваги над сферичними та конічними підшипниками кочення, що використовуються в буксах вагонів на залізницях ряду країн світу. Порівняно з останніми підшипниками циліндричні роликопідшипники мають простішу конструкцію, малий опір обертанню та допускають вищі швидкості.

На основі аналізу вітчизняних конструкцій опорних вузлів колісних пар вагонів, а також досвіду їх експлуатації дослідники дійшли висновку про доцільність використання підшипників типу 2726 для високошвидкісного ($V \geq 56 \text{ м/с}$) рухомого складу залізниць.

Умови роботи підшипників колісних пар вагонів визначаються конструкцією ходових частин вагонів, експлуатаційними і кліматичними особливостями. Схеми передачі навантаження від кузова вагона через візок на підшипники такі, що останні сприймають неоднакові як вертикальні, так і осьові

навантаження. Конструкція зведеного підшипникового вузла майже виключає можливість постановки двох підшипників з абсолютно однаковими геометричними розмірами їх деталей. Треба враховувати також фактори деформації осі колісної пари. Осьові навантаження підшипників колісних пар визначаються особливостями конструкцій букс вагонів. Найбільш несприятливе – позацентрове осьове навантаження підшипників, яке реалізується в буксових вузлах пасажирських вагонів. У процесі руху вагона по рейках можуть виникати короточасні перекоси колісних пар відносно рам візків, і тоді навантаження на букси прикладаються зі зміщенням відносно осі. Крім того можуть утворюватися перекоси колісних пар у візках пасажирського вагона не тільки в процесі його руху, але й при гальмуванні.

На опорні вузли вагонів діють статичні та динамічні радіальні і осьові навантаження. Букси працюють в умовах вібрацій, які викликають додаткові навантаження на підшипники. Вертикальне (радіальне) статичне навантаження на буксу вантажного вагона досягає 97,5 кН, а пасажирського – 85 кН. У зв'язку з коливаннями вагона навантаження на буксу за короткий час змінюється в межах 0,16...1,7 статичного навантаження для вантажних вагонів (характерні значення, що охоплюють 80...95 % спектра навантажень, становлять 0,63...1,16 від статичного навантаження) і 0,67...1,4 статичного навантаження для пасажирських (характерні значення – 0,92...1,08). Вертикальні прискорення букс вагонів звичайно становлять 5...8 g, але інколи досягають 50...60 g. Горизонтальне (осьове) навантаження виникає при гальмуванні вагонів, діє короткочасно та не перевищує 30 % від статичного навантаження для вантажних вагонів і 15 % для пасажирських. Горизонтальна (осьова) сила, яка діє на букси, дорівнює 2...18 кН. Інколи у вантажних вагонах ця сила досягає більших значень. Характерним значенням є 2...7 кН для вантажних та 2...4 кН для пасажирських вагонів. У буксових вузлах пасажирських вагонів з приводом редуктора від торця шийки осі вертикальні прискорення викликають коливання маси редуктора та корпусу букси відносно шийки осі, при яких виникають значні осьові навантаження на борти кілець, які досягають 60 кН, і які призводять до руйну-

вання останніх. Частота пульсації осьових навантажень, що діють на букси, становить 1...2 Гц.

Підшипникові вузли колісних пар рухомого складу експлуатуються в районах з різним кліматом: температура навколишнього середовища коливається в межах від -50 до $+50$ °С, за підвищеної забрудненості довкілля, наявності надлишкової вологи та снігу.

Важливим фактором ресурсу підшипників колісних пар вагонів є їх кваліфікована експлуатація та якісний ремонт вузлів і деталей. Зміщення вантажу в кузові вагона, відхилення від розмірів креслення в конструкції деталей візків вагона, а також помилки складання ходової частини при ремонті призводять до перерозподілу навантаження на підшипники колісних пар.

Надзвичайно важкі умови експлуатації спричиняють пошкодження деталей, які характерні майже для всіх відомих груп підшипників кочення. На рис. 6.5–6.16 показано приклади зносу та руйнування деталей циліндричних роликотопідшипників, що встановлені в опорах осей залізничних вагонів.

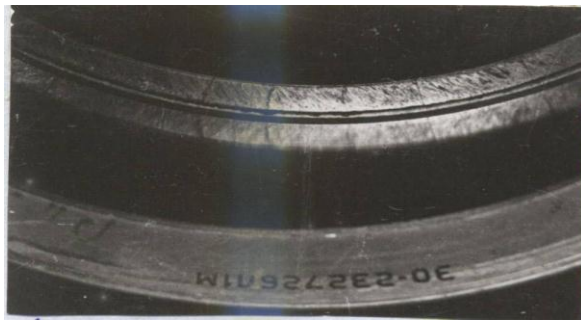


Рис. 6.5. Тріщина і задирки неробочого борта зовнішнього кільця

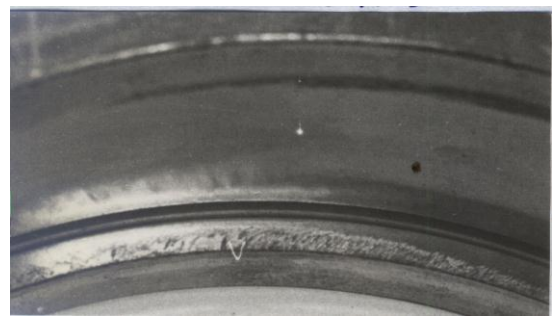


Рис. 6.6. Задирки робочого борта зовнішнього кільця

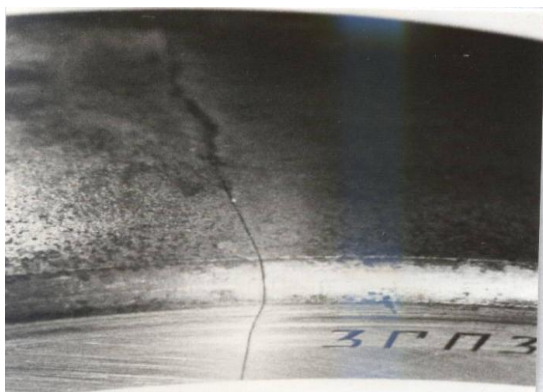


Рис. 6.7. Тріщина в зовнішньому кільці

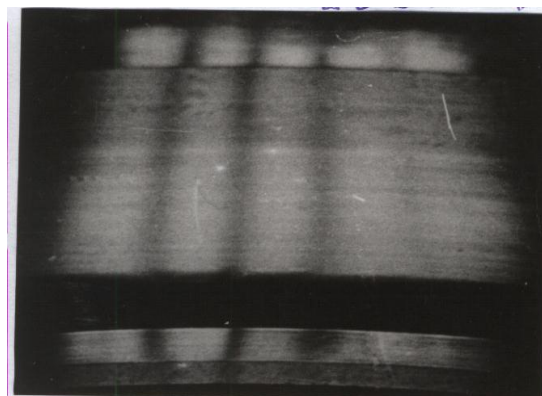


Рис. 6.8. Знос центрувальних поверхонь бортів зовнішнього кільця

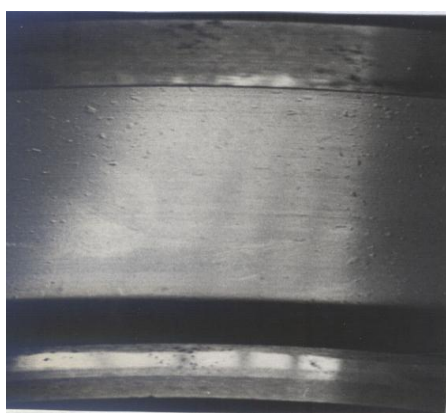


Рис. 6.9. Намини бігової доріжки зовнішнього кільця зони навантаження

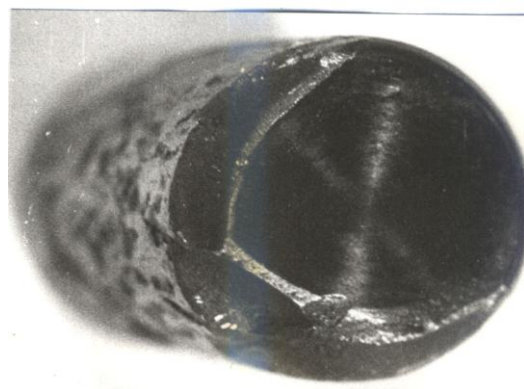


Рис. 6.10. Зруйнований торець ролика



Рис. 6.11. Викришування циліндричної поверхні ролика

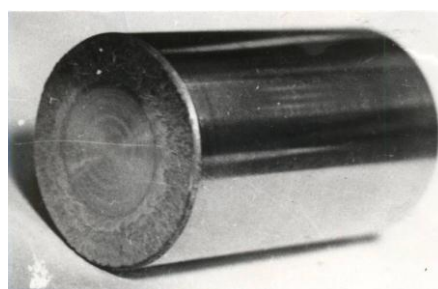


Рис. 6.12. Задирки торця ролика

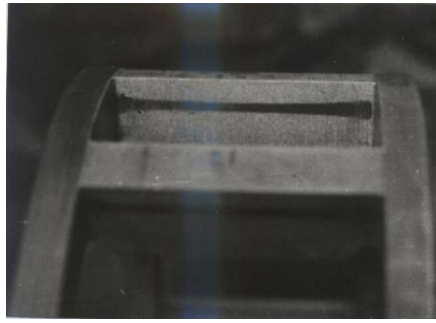


Рис. 6.13. Симетрична форма зносу перемичок сепаратора

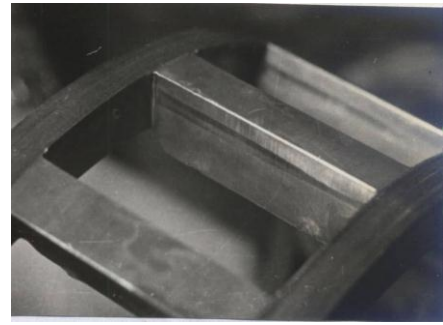


Рис. 6.14. Несиметрична форма зносу перемичок сепаратора



Рис. 6.15. Сепаратор з утомними тріщинами



Рис. 6.16. Знос поверхонь кілець сепаратора

Задирки на торцях роликів (рис. 6.12) і торцевих поверхнях бортів зовнішніх кілець (див. рис. 6.5, 6.6) свідчать про наявність великих значень контактних напружень, що зумовлені осьовими навантаженнями на підшипник. Задирки на бортах кілець, що локалізуються зі сторони входу роликів у зону навантаження підшипника, іноді спричиняють появу втомних тріщин (див. рис. 6.5). У період 1998–2001 рр. майже третина цих підшипників від загального числа обстежених співробітниками Української державної академії залізничного транспорту мала пошкодження торців роликів і бортів кілець (задирки на торцях роликів – 18 %, задирки на бортах зовнішніх кілець – 13 %).

Продукти зносу при задирках поверхонь можуть бути причиною контактних деформацій (ум'ятин, наминів) бігових доріжок кілець (див. рис. 6.9). У свою чергу намини та ум'ятини як джерело додаткової вібрації підшипника призводять до розвитку передчасного викришування доріжок кочення. Електроопіки та знос часто є наслідком невідповідності умовам експлуатації технічних характеристик мастильного матеріалу і недостатньо надійного захисту підшипника від впливу навколишнього середовища. Знос центрувальних поверхонь бортів зовнішніх кілець, що центрують сепаратор, локалізується в ненавантажній радіальною силою зоні підшипника, причому з найбільшою інтенсивністю на неробочому борті (див. рис. 6.8).

Абразивне спрацьовування робочих поверхонь кілець і тіл кочення виникає через проникнення сторонніх частинок із зовнішнього середовища (абразиву, води), втрату несучої здатності мастила й утворення металевих продуктів спрацьовування. Нерівномірне викришування поверхонь кочення роликів за довжиною (див. рис. 6.11) і відповідне викришування бігових доріжок кілець переважно зі сторони одного з бортів свідчить про концентрацію контактних напружень унаслідок перекосу кілець під час експлуатації. Причиною викришування контактуючих поверхонь можуть бути також дефекти матеріалу, локальне зниження твердості через перегрів чи корозію металу. На рис. 2.11 показано випадок, коли область викришування циліндричної поверхні ролика поширилась на значну площину внаслідок лавиноподібного процесу руйнування і невчасного його виявлення.

Для центрувальних поверхонь кілець латунних сепараторів характерне неоднаковий за значенням (іноді у два і більше разів) знос, що ілюструється рис. 6.16. У деяких випадках знос центрувальних поверхонь латунного сепаратора підшипників типу 2726 може досягати 1...2 мм і більше. Сліди зносу перемичок латунник сепараторів у контакті з циліндричними поверхнями роликів (див. рис. 6.13, 6.14) свідчать про складний характер їх взаємодії, коли повернутий ролик натискає на кут перемички. Таким чином, сепаратори, що виконують допоміжну роль розділення тіл кочення, є важконавантаженими деталями.

Корозія деталей підшипника – одна з причин скорочення їх ресурсу. Оксиди, опиняючись на доріжках кочення, діють як абразивні частинки, прискорюючи знос і перебіг утомних процесів. Найбільш поширеними причинами появи корозії є наявність у мастильному матеріалі води через недостатню надійність ущільнення чи конденсацію вологи з повітря при перепадах температури або внаслідок окислення (старіння) мастила.

Фретинг-корозія – це особливий вид інтенсивного окиснення деталей, що знаходяться в контакті при повторних, достатньо малих взаємних переміщеннях. Особливо часто фретинг-корозія вражає посадкові поверхні зовнішніх кілець підшипників у буксах залізничних вагонів. Мастильний матеріал, що був між кільцями та корпусом букси, поступово витискується із зони контакту. Пластична деформація мікронерівностей контактуючих деталей, яка періодично повторюється, прискорює руйнування цих деталей. При цьому продукти зношування, залишаючись у зоні контакту, інтенсивно окислюються й утворюють відкладання на контактуючих поверхнях у вигляді рудих плям, які по мірі зростання охоплюють майже половину циліндричної поверхні кільця відповідно до зони радіального навантаження підшипника. Фретинг-корозія може бути причиною появи утомних тріщин зовнішніх кілець і їх наступного руйнування (див. рис. 6.7).

Для деяких підшипників колісних пар вагонів і навіть для їх окремих деталей характерним буває декілька видів зносу. Наприклад, на окремих зовнішніх кільцях підшипників типу 2726 у зоні радіального навантаження можна спостерігати одночасно викришування, вм'ятини, намини, абразивний знос бігової доріжки, а за межами зони радіального навантаження – задирки торцевої поверхні бортів, абразивний знос поверхонь бортів, що центрують сепаратор. Фретинг-корозія посадкової поверхні зовнішнього кільця спостерігається в зоні радіального навантаження підшипника.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які ознаки притаманні важким режимам експлуатації підшипників кочення?
2. Як визначається швидкісний параметр підшипників?
3. З яких матеріалів виготовляють сепаратори швидкісних підшипників?
4. Які види пошкоджень з'являються у роликотпідшипників з короткими циліндричними роликами, що мають особливість сприйняти осьові навантаження?

ГЛАВА 7

ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ ТА ЗМАЩУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ

7.1. ПРОКОВЗУВАННЯ ТІЛ КОЧЕННЯ

При конструюванні підшипників кочення прагнуть домогтися того, щоб при їх роботі реалізувалось “чисте” кочення деталей, тобто було б мінімальним ковзання кульок чи роликів відносно кілець. Ковзання збільшує опір обертання, підвищує температуру, зменшує ресурс. Види ковзання в підшипнику кочення подані на рис. 7.1.

Ковзання між тілами кочення і перемичками сепаратора зумовлені різними видами їх руху: сепаратор здійснює обертовий рух навколо центра підшипника, тіла кочення – навколо своїх осей. З можливих видів ковзання сепаратора найбільш суттєвим є ковзання сепаратора з базуючим кільцем, яке може спричинити значний знос кілець сепаратора при недостатньому змащуванні.

Ковзання в контактах тіл і доріжок кочення з постійним напрямом осі обертання тіл кочення характерне для радіальних кулькових та роликотвих підшипників. Зміна напрямку осі обертання тіл кочення в контактах тіл і доріжок кочення спричинюється гіроскопічним ефектом і відбувається в радіально-упорних, упорно-радіальних та упорних кулькових і роликотвих радіально-упорних підшипниках. Наслідком зміни напрямку осі обертання тіла кочення у просторі є гіроскопічне ковзання тіл кочення доріжками кочення внутрішнього

і зовнішнього кілець. У режимі граничного тертя це ковзання спричинює значний знос жолобів кілець кулькового підшипника. У режимі рідинного тертя гіршcopічне ковзання зменшується з підвищенням в'язкості мастильного матеріалу. Найбільші пошкодження це явище викликає в упорних підшипниках з появою зносу по краях доріжки кочення.

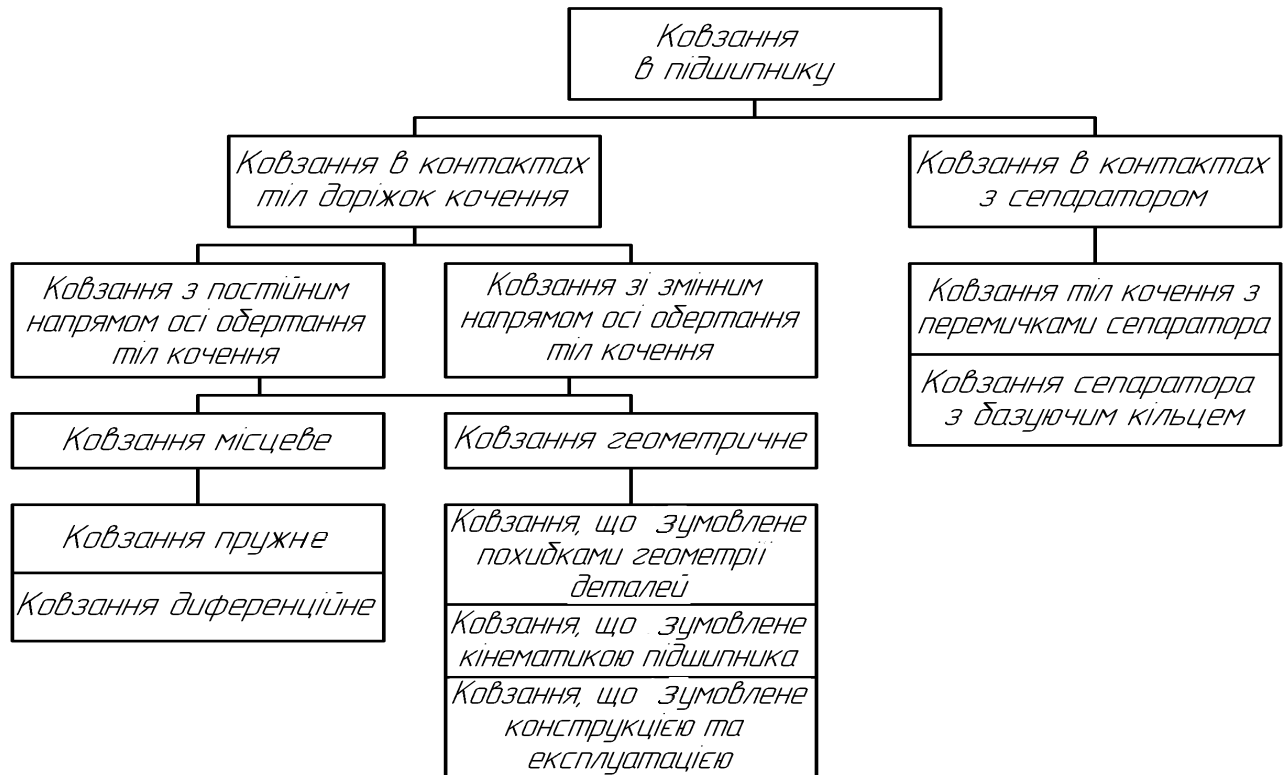


Рис.7.1. Види ковзання деталей у підшипниках кочення

У контактах тіл і доріжок кочення розрізняють ковзання місцеве і геометричне. При місцевому ковзанні зона контакту разом з ділянкою ковзання має ділянку зчеплення. При геометричному ковзанні ділянка зчеплення може бути відсутня, і тоді спостерігається проковзування тіл і доріжок кочення.

Пружне ковзання спряжених поверхонь тіл кочення і доріжок кілець виникає внаслідок відмінностей їх кривизн, форми і пружних характеристик матеріалів. Однак експериментальні дослідження підшипників показали, що в процесі обкатування металевих деталей ці втрати незначні.

Диференційне ковзання виникає внаслідок неоднакової відстані точок контакту кульки з жолобом до відповідної миттєвої осі обертання кульки. Чисте кочення відбувається лише на вузьких полосках контакту, між якими спостерігається різне за напрямом ковзання. Співвідношення зон зчеплення і ковзання при котінні кульки по жолобу залежить від сполучення кривизн поверхонь контакту, коефіцієнта тертя, характеру навантаження.

Ковзання тіл кочення доріжками кілець у будь-якій зоні (навантаженій чи ненавантаженій) підшипника можуть бути зумовлені, крім того, похибками їх геометрії (овальність, гранність тіл кочення та кілець, різнорозмірність тіл кочення). Якщо швидкість сепаратора прийняти постійною, то швидкість центрів мас окремих тіл кочення за 1 оберт сепаратора багаторазово змінюється лише через їх різнорозмірність, яка спричинює проковзування. Тому основною причиною зміни моменту опору обертання підшипника вважають похибки геометричної форми деталей.

Ковзання, що зумовлені кінематикою підшипника, виникають унаслідок динамічних процесів входу та виходу тіл кочення з зони навантаження підшипника і дії осьової сили на підшипник. З появою осьового навантаження, наприклад, у кулькового підшипника виникає вертіння кульок як за наявності, так і за відсутності мастила. Швидкість проковзування кульок, що спричинена вертінням, пропорційна куту контакту.

Ковзання, що зумовлене конструкцією деталей, виразніше виявляється в легконавантажених надшвидкісних роликів (рідше кулькових) підшипниках. У цих підшипниках спостерігається проковзування комплекту тіл кочення відносно ведучого кільця (“юз”) через втрату між ними зчеплення. Ковзання, що спричинене умовами експлуатації, виникає внаслідок змінності кута контакту через дію на кульковий підшипник комбінованого навантаження. При цьому з’являється додаткова складова власної кутової швидкості кульки і, як наслідок, на площині контакту в напрямі, що перпендикулярний до напрямку кочення, виникає знакозмінне проковзування.

Явище ковзання в процесі кочення пружних тіл вперше було досліджене О.Рейнольдсом. Він виявив, що область контакту складається з зони зачеплення та мікроковзань, підтвердив припущення щодо моделі контакту при коченні, вимірявши ковзання при коченні гумового циліндра по металевій поверхні і, навпаки, металевого циліндра по гумовій поверхні.

Дослідженням кочення пружних тіл і ковзання при коченні займалися Ф.Картер, Г. Фром, К.Катанео, Р. Миндлин, Н.И. Глаголев, А.Ю. Ішлінський, В.Ш. Моссаковський, А.А. Спектор.

З відомих видів ковзання тіл кочення в підшипниках найбільш досліджено диференціальне ковзання. Вивченням особливостей диференціального ковзання займалися А. Пальмгрен, К. Джонсон, Д. Тейбор, С.В. Пінегін, В.Ф. Старостін, А.В. Орлов.

Встановлено, що площа ділянки ковзання залежить від співвідношення пружних властивостей матеріалів і радіусів кривизни контактуючих поверхонь. Розміри ділянок ковзання пропонується визначати параметром

$$\beta = \frac{\pi \cdot b}{R^2 [f \cdot P_0 (\theta_1 + \theta_2)]}, \quad (7.1)$$

де b – велика піввісь еліпса контакту; R – зведений радіус кривизни пари кулька-жолоб; f – коефіцієнт тертя ковзання; P_0 – тиск у центрі ділянки контакту; θ – пружна стала матеріалу, $\theta = \frac{1 - \mu_i^2}{E_i}$; μ – коефіцієнт Пуасона; E – модуль пружності.

Зі збільшенням параметра β опір коченню зростає за параболічним законом, і при великих його значеннях внесок диференціального ковзання в загальний опір коченню стає значним.

Аналіз впливу диференціального ковзання на тертя кочення показав, що воно відіграє значну роль лише при глибокій посадці шарика в жолобі. Диференціальне ковзання значно збільшується при відношенні радіуса кульки до радіуса жолоба $R_k / R_{\text{ж}} > 0,6$. У підшипниках кочення це співвідношення не перевищує 0,5.

Співвідношення зон кочення і ковзання на еліпсі контакту кулькового підшипника подається виразом:

$$\left(\frac{c}{b}\right) = 6,1 \frac{2\xi + 1}{\xi} \cdot \frac{m^3 \cdot n}{D_{\omega}^{2/3}} \cdot \frac{P^{1/3}}{f_s} \left(\gamma^2 - \frac{x^2}{a^2} \right), \quad (7.2)$$

де c – координата центра ділянки зчеплення; b, a – мала та велика півосі еліпса контакту відповідно; ξ – розвал жолоба, $\xi = R_{\text{ж}}/D_{\omega}$; $R_{\text{ж}}$ – радіус жолоба; D_{ω} – діаметр кульки; m, n – коефіцієнти визначення розмірів напівосей еліпса контакту; P – нормальна сила, що діє на кульку; f_s – коефіцієнт тертя ковзання; γ – частка від a , що визначає відстань від центра еліпса контакту до лінії чистого кочення.

Оптимальне значення розвала жолоба, яка забезпечує мінімальне ковзання, повинна бути в межах $\xi = 0,54 \dots 0,55$. Використання жолобів складної форми дає можливість на 25...40 % зменшити опір коченню, тертя та знос контактних зон завдяки більш рівномірному розподілу навантажень.

З відомих видів ковзання деталей в підшипниках кочення (див. рис. 7.1) найбільш дослідженим є ковзання в легконавантажених надшвидкісних роликових підшипниках. При довготривалій роботі підшипника в режимі проковзування спостерігається значний знос (до 1 мм) бігової доріжки внутрішнього кільця та роликів за відсутності зносу зовнішнього нерухомого кільця. Згідно з цими дослідженнями одного лише проковзування недостатньо для руйнування граничної мастильної плівки і появи зносу; знос деталей спостерігається при одночасній дії двох чинників – проковзування та імпульсного навантаження (вібрації). Імпульсне навантаження руйнує мастильну плівку, а проковзування спричинює зношування.

Дослідження основних конструктивних та експлуатаційних факторів впливу на проковзування надшвидкісних роликотрідшипників показало, що значення проковзування роликів відносно внутрішнього (ведучого) кільця пропорційне швидкості обертання вала, розміру радіального зазору, інтенсивності прокачки мастила й обернено пропорційне значенню радіального навантажен-

ня. Зі зростанням радіального навантаження при постійному значенні кутової швидкості вала, кутова швидкість роликів збільшується, а проковзування зменшується. Проковзування тіл кочення і сепаратора зростає при збільшенні осьового навантаження, підвищенні швидкості прокачки мастила, а при збільшенні жорсткості опори проковзування зменшується. Значно впливає на проковзування тертя сепаратора і тіл кочення. Тому чавунні та сталеві сепаратори не рекомендується застосовувати у високошвидкісних підшипниках, а ролики і борта кілець виконують модифікованої геометрії.

Проковзування в підшипниках оцінюють:

- за зміною швидкості руху тіл кочення:

$$\varepsilon_p = ((\omega_{p.т} - \omega_{p.ф}) / \omega_{p.т}) \cdot 100 \% \quad (7.3)$$

де ε_p – ковзання ролика; $\omega_{p.т}$ – теоретична кутова швидкість ролика; $\omega_{p.ф}$ – фактична кутова швидкість ролика;

- за зміною швидкості руху сепаратора:

$$\varepsilon_c = ((K_T - K_\phi) / K_T) \cdot 100 \% \quad (7.4)$$

де ε_c – ковзання сепаратора; K_T – відношення теоретичного числа обертів сепаратора до числа обертів вала; K_ϕ – відношення фактичного числа обертів сепаратора до числа обертів вала;

- за зміною швидкості руху тіл кочення і сепаратора:

$$\varepsilon_p = (1 - (\omega_p / \omega)(1 + r/R)(2r/R)/(1 + 2r/R)) \cdot 100 \% , \quad (7.5)$$

$$\varepsilon_c = (1 - 2(\omega_c / \omega)(1 + r/R)) \cdot 100 \% , \quad (7.6)$$

де ω_p – кутова швидкість ролика; ω_c – кутова швидкість сепаратора; ω – кутова швидкість вала; r – радіус ролика; R – радіус внутрішнього кільця.

Єдиної думки про допустиме значення проковзування у високошвидкісних підшипників, яка базується на дослідженнях зносу деталей, не існує. За допустиме значення пропонується вважати проковзування до 10 %.

Теорія проковзування найбільш розроблена лише для роликового підшипника газотурбінних двигунів. Підшипник аналізують як фрикційний диференціальний механізм, у якому сепаратор є водилом. Лінійна швидкість

центрів тіл кочення співпадає з лінійною швидкістю сепаратора на відповідному колі при нерухомому зовнішньому кільці і без урахування похибок виготовлення та монтажу підшипникового вузла. Контактно-гідродинамічні явища в контакті тіл кочення з внутрішнім та зовнішнім кільцями, а також сепаратором розглядаються при “зупиненому” сепараторі. Температура, в’язкість і товщина мастильного шару залежать від зони контакту роликів з доріжками кочення кілець. На основі зазначеного для прийнятої моделі підшипника (рис. 7.2) отримують диференціальні рівняння руху тіл кочення і сепаратора:

- у навантаженій зоні підшипника

$$\frac{d\omega_p}{d\alpha} = \frac{D}{2I_p \cdot \omega_c} [\phi_b(\alpha_i) \cdot F(\alpha_i) + \phi_3(\alpha_i) \cdot F'(\alpha_i)], \quad (7.7)$$

$$\frac{d\omega_c}{d\alpha} = \frac{d_m}{2I_c \cdot \omega_c} \left\{ \sum_{i=1}^{K_z} [\phi_b(\alpha_i) \cdot F(\alpha_i) - \phi_3(\alpha_i) \cdot F'(\alpha_i)] - A_1 \right\}; \quad (7.8)$$

- у ненавантаженій зоні підшипника

$$I_p \cdot \omega_c \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = \phi_b(\alpha_i) \cdot F(\alpha_i) \cdot \frac{D}{2} - M_2, \quad (7.9)$$

$$\text{де } \phi_b = \frac{\left(\frac{1}{\gamma} - 1\right)(\omega_b - \omega_c) - \omega_p}{\left(\frac{1}{\gamma} - 1\right)(\omega_b - \omega_c) + \omega_p}; \quad \phi_3 = \frac{\left(\frac{1}{\gamma} - 1\right)\omega_c - \omega_p}{\left(\frac{1}{\gamma} - 1\right)\omega_c + \omega_p}; \quad A_1 = A \cdot z \cdot d_m \cdot P_r^{0,8} \cdot \mu_0 \cdot \omega_c;$$

$\gamma = D/d_m$, $M_2 = M_1 \cdot \pi \cdot D \cdot \mu_0 \cdot \omega_p$; I_p, I_c – полярні моменти інерції ролика та сепаратора; $F(\alpha_i), F'(\alpha_i)$ – відцентрові сили роликів у навантаженій та ненавантаженій зонах; A – експериментальний коефіцієнт; K_z, z – число роликів в навантаженій та ненавантаженій зонах підшипника; P_r – число Прандтля для мастила; μ_0 – в’язкість мастила; M_1 – експериментальний параметр.

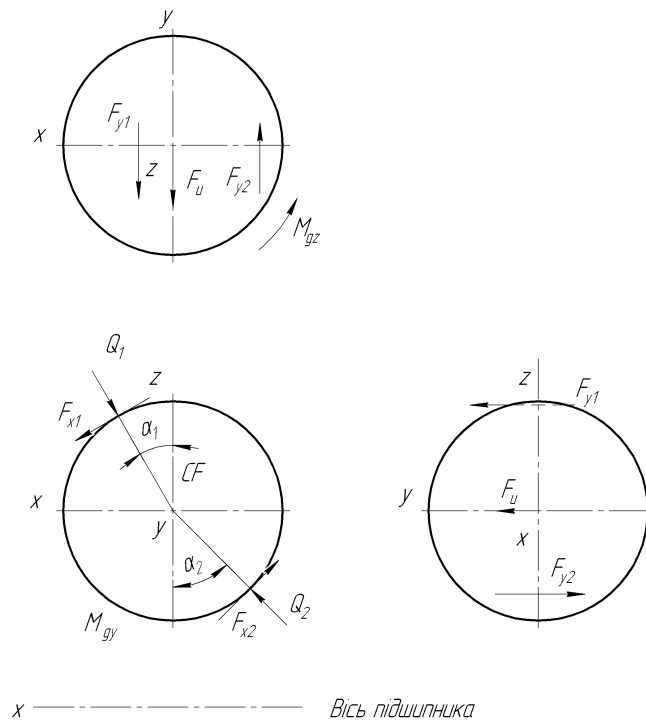


Рис. 7.3. Модель кульки

Для сталого режиму роботи підшипника рівняння рівноваги такі:

- сил:

$$\sum_{m=1}^{m=2} C_m (Q_m \cos \alpha_m - F_{xm} \sin \alpha_m) - CF = 0, \quad (7.10)$$

$$\sum_{m=1}^{m=2} C_m (Q_m \sin \alpha_m + F_{xm} \cos \alpha_m) = 0, \quad (7.11)$$

$$\sum_{m=1}^{m=2} C_m \cdot F_{ym} + F_v = 0; \quad (7.12)$$

де $F_{xm} = a_m b_m \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-t^2}}^{\sqrt{1-t^2}} \tau_{xm} dq dt$ та $F_{ym} = a_m b_m \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} \tau_{ym} dq dt$ – сили тертя;

$CF = \frac{1}{2} m \omega_c^2 d$ – відцентрова сила; m – індекс, що стосується доріжок кочення кілець; a_m, b_m – велика і мала півосі еліпса контакту відповідно;

- моментів:

$$\sum_{m=1}^{m=2} a_m b_m \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-t^2}}^{\sqrt{1-t^2}} \tau_{xm} \cdot r_m \cdot dq dt - M_{qy^1} = 0, \quad (7.13)$$

$$\sum_{m=1}^{m=2} a_m b_m \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} \tau_{ym} \cdot r_m \cdot \cos(\alpha_m + \theta_m) dq dt = 0, \quad (7.14)$$

$$\sum_{m=1}^{m=2} a_m b_m \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} \tau_{em} \cdot r_m \cdot \sin(\alpha_m + \theta_m) dq dt - M_{qz^1} = 0, \quad (7.15)$$

де $M_{qy^1} = I \omega_c \omega_{z^1}$, $M_{qz} = I \omega_c \omega_{y^1}$;

- підшипника:

$$Q_2 \sin \alpha_2 + F_{x2} \cdot \cos \alpha_2 - \frac{F_a}{z} = 0, \quad (7.14)$$

де F_a – осьове навантаження; Q – радіальне навантаження; z – число кульок у підшипнику.

Положення центра шарика і центрів кривизни перерізів жолобів кілець (рис. 7.4) знаходять з рівнянь:

$$\sum_{m=1}^{m=2} x_m^2 - [(f_1 - 0,5)D + \delta]^2 = 0, \quad (7.15)$$

$$\sum_{m=1}^{m=2} (A_i - x_i) - [(f_2 - 0,5)D + \delta_2]^2 = 0, \quad (7.16)$$

де $A_1 = \delta_x + BD \cdot \sin \alpha^0$; $A_2 = BD \cdot \cos \alpha^0$; $B = f_1 + f_2 - 1$; $f_{1,2}$ – відношення радіусів кривизн жолобів відповідно внутрішнього та зовнішнього кілець до діаметра кульки.

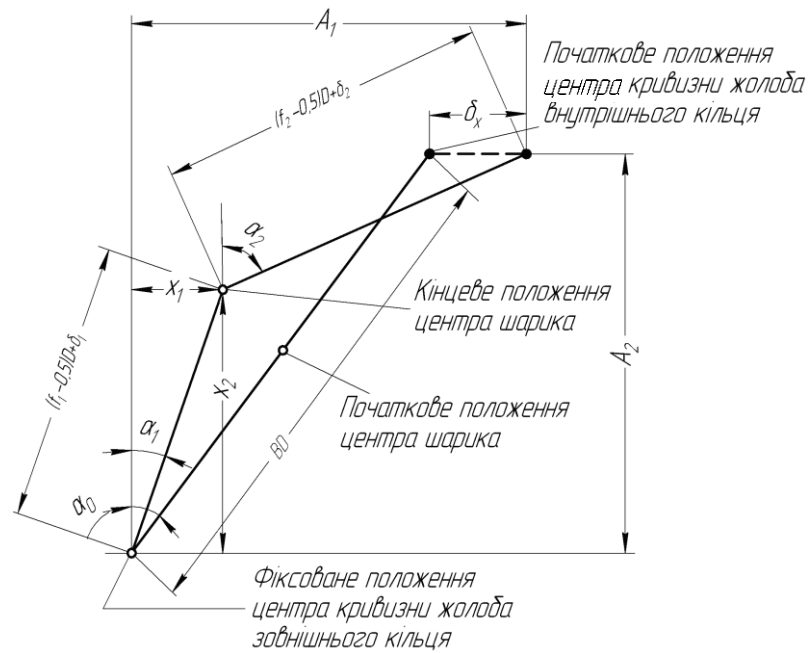


Рис.7.4. Положення центра кульки відносно центрів жолобів кілець

Розв'язуючи систему рівнянь (7.10–7.16) числовим методом, отримують швидкості деталей підшипника.

Проковзування в підшипниках кочення зменшують конструктивними та експлуатаційними засобами. До *конструктивних засобів* відносять:

- зменшення числа тіл кочення;
- застосування порожніх тіл кочення;
- зменшення радіального зазору;
- оптимізацію доріжок кочення і бортів кілець;
- застосування кілець еліптичної форми та пристроїв інтенсивного відведення мастила перед рухомим тілом кочення;
- вдосконалення конструкції сепаратора для поліпшення змащування трибоспрямижень деталей та тепловідведення.

Експлуатаційні засоби передбачають оптимізацію підбору мастила з метою зменшення тертя між деталями та поліпшення тепловідведення, оптимізацію режиму подавання мастила до поверхонь тертя, вибір граничних значень радіального та осевого навантажень підшипника. Точний розрахунок навантаження утруднений багатфакторністю процесу тертя і ковзання.

Ефективним шляхом збільшення ресурсу, наприклад надшвидкісних кулькових підшипників шпindelних вузлів і збереження їх працездатності, вважається керування параметрами підшипників за рахунок оптимального вибору та регулювання в процесі експлуатації значення осьового натягу.

Аналіз літератури з основних видів та природи енергетичних втрат у підшипниках кочення показує, що їх оцінка утруднюється малим розміром зон контакту, різноманітністю видів та взаємним впливом. Суттєва частка енергетичних витрат у підшипниках зумовлюється ковзанням тіл кочення по кільцях, яке безпосередньо впливає на температурний стан робочих поверхонь деталей, а отже, на їх контактну витривалість.

Циліндричні роликopідшипники, наприклад колісних пар вагонів, під час експлуатації можуть зазнавати перекосів тіл кочення. Можливість перекосу роликів у площині, що дотична до доріжки кочення кільця (див. рис. 3.6, *г* та 3.6, *д*), в зоні радіального навантаження підшипника при дії радіальних та осьових сил підтверджена експериментально. Встановлено, що зі зростанням швидкості руху вагона вказаний кут перекосу ролика у підшипнику практично не змінюється. При такому русі ролика умови змащування в місцях контакту торців роликів з бортами кілець стають невизначеними. У цих випадках виникають умови, при яких напрямний бурт кільця може бути схожий на токарний різець. Встановлено також можливість пересосів роликів вказаних підшипників у нормальній площині до доріжки кочення кільця. Перекоси роликів циліндричного роликopідшипника спричинюють утворення характерного зносу робочих поверхонь бортів кілець і торців роликів, який називають «ялинкою» (див. рис. 6.5, 6.6, 6.12).

7.2. УМОВИ РОБОТИ ТА ВИДИ ЗМАЩУВАННЯ

Залежно від умов експлуатації підшипників у зонах контакту деталей можуть бути реалізовані такі види змащування:

- гідродинамічне змащування – рідинне змащування, коли між поверхнями тертя, що знаходяться у відносному русі, виникає стійкий мастильний клин, товщина якого перевищує висоту мікронерівностей контактуючих поверхонь;
- граничне змащування – це змащування, в якому тертя та знос визначаються властивостями поверхонь контактуючих тіл та властивостями мастильного матеріалу, що відмінні від об'ємних;
- змішане змащування – сукупність гідродинамічного і граничного змащування, яка характеризується втратою стійкості мастильного клина.

Вид змащування оцінюють параметром відносної товщини мастильної плівки λ за виразом:

$$\lambda = 2h_{\min} / (S_1 + S_2), \quad (7.17)$$

де h_{\min} – мінімальна товщина гідродинамічного мастильного шару, мкм; S_1, S_2 – середньоквадратичні відхилення нерівностей відповідно першої та другої контактуючої поверхні тертя від середньої лінії, мкм. У першому наближенні приймають середньоквадратичне відхилення $1,11 R_a$, де R_a – параметр шорсткості поверхні.

На змащування, товщину плівки, кінематику, динаміку і теплообмін підшипника суттєво впливає швидкісний параметр $d \cdot n$, який відображує лінійну швидкість відносного руху деталей підшипника. Збільшення швидкості підшипників з рідинним та пластичним мастильними матеріалами забезпечується до межі 250...300 °С. При вищих температурах мастильні матеріали втрачають свої властивості. У цих випадках застосовують тверді мастильні матеріали на основі графіту і дисульфиду молібдену, що дає змогу працювати при температурах до 500...700 °С. В особливих випадках швидкісних вузлів застосовують металоплакуючі присадки, а також композиційні жаростійкі та керамічні матеріали.

Оцінку змащування деталей підшипників в екстремальних умовах виконують на основі гідродинамічного, пружногідродинамічного, термопружногідродинамічного розрахунків мастильної плівки. Перегрів підшипників від спільного впливу факторів швидкості і зовнішнього навантаження може призвести до різкого зменшення несучої здатності мастила і виникнення термопластичних деформацій. Тому необхідно враховувати пружнопластичний стан контакту. Важливо враховувати також спільну дію мастильного матеріалу, присадок, що модифікують поверхні, і газового середовища. Деякі характеристики швидкісних режимів підшипників кочення наведено в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

Характеристика роботи	Швидкісний режим при частотах		
	повільних	середніх	високих й особливо високих
Швидкісний параметр, $\text{мм} \cdot \text{хв}^{-1}$	$(0 \dots 1) \cdot 10^5$	$(1 \dots 3) \cdot 10^5$	$(3 \dots 15) \cdot 10^5$
Параметр відносної товщини мастильної плівки	$0 < \lambda \leq 2,5$	$\lambda > 2,5$	$0 < \lambda \leq 2,5$
Переважаючий вид змащування на контактних поверхнях	Змішаний (рідинний, граничний)	Гідродинамічний	Змішаний (рідинний, граничний, без мастила)
Основні фізико-хімічні процеси в зонах тертя	Контакти мікронерівностей, знос, втома, пластичні деформації, заїдання.	Окисний знос, втома, теплові процеси	Контакти мікронерівностей, теплові і термопластичні спалахи, гаряче заїдання, порушення змащування, вібрація
Найбільш часті пошкодження	Контактна втома	Контактна втома, знос	Знос контактуючих поверхонь, знос і руйнування сепаратора
Методи визначення основних характеристик	Розрахунок параметрів контактування, мікронерівнос-	Гідродинамічний, пружногідродинамічний та теплові розрахунки	Пружногідродинамічний, термопружногідродинамічний, тепловий розрахунки, роз-

тик	тей та їх експериментальне визначення		рахунки мікроконтактів, експеримент.
Методи діагностування	Електродіагностика	Електродіагностика, термодіагностика	Електро-, термо-, вібродіагностика

Таким чином, для порівняльної оцінки мастильних матеріалів доцільно розглянути два основні види змащування, що характерні для підшипників кочення, – гідродинамічний та змішаний.

7.3. ГІДРОДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЗМАЩУВАННЯ КОНТАКТУ

При малих контактних навантаженнях ($P \leq 400$ МПа) і відносно великій товщині змащувальної плівки ($\lambda > 2,5$) застосовують гідродинамічну теорію ідеально гладких абсолютно жорстких поверхонь зі сталими температурою та в'язкістю. Товщину мастильної плівки розраховують для контакту відповідно на зовнішньому і внутрішньому кільцях:

$$h_3 = \frac{36\pi^2 \cdot V^2 \cdot \mu^2}{P_3^2 \sum \rho_{23} (2\sum \rho_{23} + 3\sum \rho_{13})}, \quad (7.18)$$

$$h_B = \frac{36\pi^2 \cdot V^2 \cdot \mu^2}{P_B^2 \sum \rho_{2B} (2\sum \rho_{2B} + 3\sum \rho_{1B})}, \quad (7.19)$$

де V – швидкість кочення кульки; μ – в'язкість рідинної фракції мастила; P – навантаження в контакті; $\sum \rho_1, \sum \rho_2$ – сума кривизни контакту відповідно кульки і кільця у повздовжньому та поперечному напрямках руху;

$$\sum \rho_{1B} = \frac{1}{D} + \frac{\cos \alpha}{d_0(1 - \frac{D}{d_0} \cos \alpha)}; \quad \sum \rho_{13} = \frac{1}{D} - \frac{\cos \alpha}{d_0(1 + \frac{D}{d_0} \cos \alpha)};$$

$$\sum \rho_{2B} = \frac{1}{D} - \frac{1}{2R_B}; \quad \sum \rho_{23} = \frac{1}{D} + \frac{1}{2R_3};$$

$$V = \frac{\pi}{120} n \cdot d_0 (1 - \frac{D^2}{d_0^2} \cos^2 \alpha),$$

де D , d_0 – діаметр кульки та середній діаметр підшипника; R_3 , R_B – радіуси жолобів відповідно зовнішнього і внутрішнього кілець; α – початковий кут контакту; n – частота обертання.

Для аналізу енергетичних втрат на тертя в швидкісному радіально-упорному підшипнику застосовують наближені формули потужності в'язкого тертя Q при достатньому змащуванні в гідродинамічному контакті тіл кочення відповідно із зовнішнім та внутрішнім кільцями:

$$Q_3 = \frac{17,3\pi \cdot V \cdot \mu (\sum \rho_{13})^{1/2}}{(2\sum \rho_{23} + 3\sum \rho_{13})(\sum \rho_{23})^{1/2}}, \quad (7.20)$$

$$Q_B = \frac{17,3\pi \cdot V \cdot \mu (\sum \rho_{1B})^{1/2}}{(2\sum \rho_{2B} + 3\sum \rho_{1B})(\sum \rho_{2B})^{1/2}}. \quad (7.21)$$

Мінімальна товщина мастильного шару h_m у центрі контакту відповідно із зовнішнім і внутрішнім кільцями визначається за виразами:

$$h_{m.3} = \left(\frac{3,9 \cdot V \cdot \alpha \cdot \mu_0 (\sum \rho_{13})^{1/2}}{2\sum \rho_{23} + 3\sum \rho_{13}} \right)^{2/3}, \quad (7.22)$$

$$h_{m.B} = \left(\frac{3,9 \cdot V \cdot \alpha \cdot \mu_0 (\sum \rho_{1B})^{1/2}}{2\sum \rho_{2B} + 3\sum \rho_{1B}} \right)^{2/3}, \quad (7.23)$$

де μ_0 – динамічна в'язкість мастила при атмосферному тиску.

Максимальний гідродинамічний тиск P_{\max} з урахуванням п'єзоефекту визначають відповідно на зовнішньому та внутрішньому кільцях за формулами:

$$P_{\max 3} = \frac{1}{\alpha} \ln \left(1 - \alpha \cdot \frac{3,9\mu \cdot V (\sum \rho_{13})^{1/2}}{(2\sum \rho_{23} + \sum \rho_{13}) \cdot h_3^{1/2}} \right), \quad (7.24)$$

$$P_{\max B} = \frac{1}{\alpha} \ln \left(1 - \alpha \cdot \frac{3,9\mu \cdot V (\sum \rho_{1B})^{1/2}}{(2\sum \rho_{2B} + \sum \rho_{1B}) \cdot h_B^{1/2}} \right). \quad (7.25)$$

Для вивчення гідродинаміки сепаратора застосовують методику розрахунку коротких підшипників ковзання. У контакті сепаратора з тілами кочення мінімальна товщина мастильної плівки $h_{т.с}$ і втрати енергії $Q_{т.с}$ приблизно розраховують за виразами

$$h_{т.с} = 0,25 \cdot 10^{-1} \cdot \omega_{т.с} \cdot \mu_{т.с} \cdot D^2 / (p_{т.с} \cdot E_{т.с}), \quad (7.26)$$

$$Q_{т.с} = 1,68 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_{т.с} \cdot \mu_{т.с} \cdot D^2 \cdot E_{т.с} \cdot p_{т.с} \cdot (0,25 - \frac{h_{т.с}}{E_{т.с}}), \quad (7.27)$$

де $\omega_{т.с}$ – кутова швидкість тіла кочення відносно сепаратора; $p_{т.с}$ – приведений середній тиск у контакті; $E_{т.с}$ – приведений діаметральний зазор, $E_{т.с} = 2R_{о.с} - D$; $R_{о.с}$ – середній радіус сепаратора.

У контакті масивного сепаратора з базовою поверхнею кільця мінімальна товщина мастильної плівки $h_{б.с}$ і втрати енергії $Q_{б.с}$ у навантаженій зоні визначають за виразами:

$$h_{б.с} = 0,1 \cdot \omega_{б.с} \cdot \mu_{б.с} \cdot D_{б.с}^2, \quad (7.28)$$

$$Q_{б.с} = 6,3 \cdot 15^{-5} \cdot \omega_{б.с} \cdot \mu_{б.с} \cdot l_{б.с} \cdot D_{б.с} \cdot E_{б.с} (0,25 - \frac{h_{б.с}}{E_{б.с}}), \quad (7.29)$$

де $\omega_{б.с}$ – кутова швидкість сепаратора відносно кільця з базовою поверхнею; $l_{б.с}$ – загальна ширина контакту сепаратора на базових поверхнях кілець; $D_{б.с}$ – діаметр базової поверхні сепаратора; $E_{б.с}$ – діаметральний зазор сепаратора (зазор «плавання»), $E_{б.с} = D_{б.к} - D_{б.с}$ (уточнюється тепловим розрахунком); $D_{б.к}$, $D_{б.с}$ – діаметри базування відповідно кільця та сепаратора; $\mu_{б.с}$ – динамічна в'язкість мастила в зазорі «плавання»; $P_{б.с}$ – приведений середній тиск сепаратора на базову поверхню кільця, $P_{б.с} = F_{б.с} / l_{б.с} \cdot D_{б.с}$; $F_{б.с}$ – сила взаємодії сепаратора з базовим кільцем (визначається динамічним розрахунком).

При підвищених контактних навантаженнях ($p > 800$ МПа) мастильний матеріал у зоні контакту перетворюється в квазітверде тіло. У цьому випадку контактні деформації деталей разом з мастильною плівкою постійної товщини визначаються за формулою Герца, а розрахунок параметрів змащування виконують за пружногідродинамічною теорією.

Середня товщина мастильної плівки в контакті ролика з кільцем $h_{р.к}$ і кульки з кільцем $h_{к.к}$ визначається відповідно за виразами:

$$h_{р.к} = 1,8 \cdot 10^2 (\mu \cdot \alpha \cdot V)^{0,73} \cdot R^{0,27} \cdot p^{-0,18}, \quad (7.30)$$

$$h_{\text{к.к}} = 1,8 \cdot 10^2 (\mu \cdot \alpha \cdot V)^{0,75} \cdot R_x^{0,25} \cdot R_{xy} \cdot P^{-0,25}, \quad (7.31)$$

де μ , α – відповідно в'язкість та п'єзокоефіцієнт рідинного мастила чи рідинної фракції пластичного мастила при температурі на вході в зону контакту; R – приведений радіус кривизни, $R = D \cdot D_1 / (D + D_1)$ та $R = d_1 / (D + d_1)$ для контактів на зовнішньому і внутрішньому кільцях; R_{xy} – коефіцієнт кривизни, $R_{xy} = 1,82 - 0,68 R_x / R_y$; R_x , R_y – приведені радіуси кривизни контактуючих тіл відповідно вздовж і поперек руху; p – тиск, що залежить від максимального тиску за Герцем: $p = 0,1 p_{\text{max}}$;

$$R_x = \frac{R_{x\text{т}} \cdot R_{x\text{к}}}{R_{x\text{т}} + R_{x\text{к}}}; \quad R_y = \frac{0,5D \cdot R_{\text{ж}}}{0,5D - R_{\text{ж}}};$$

$$R_{x\text{к}} = 0,5D; \quad R_y = \frac{0,5D(1 \pm (D/R_m) \cos \alpha)}{\cos \alpha},$$

для R_x знак « \rightarrow » використовують для зовнішнього кільця, а знак « $+$ » – для внутрішнього, а у формулі для $R_{x\text{к}}$ – навпаки; $R_{\text{ж}}$ – радіус жолоба на кільцях.

З підвищенням частоти обертання $d \cdot n > 3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ з'являється інтенсивна протитечія збиткового мастильного матеріалу в зоні контакту, а також збільшується частка тертя кочення та ковзання. Це призводить до розігріву мастильного матеріалу, зменшення товщини мастильної плівки і коефіцієнта тертя, що необхідно враховувати розрахунками термопружної гідродинаміки (ТПГД) мастила і контакту.

Товщина ТПГД-плівки h_v для високих швидкостей кочення визначають за формулою

$$h_v = \frac{3,94h}{3,94 + \mu \cdot \delta \cdot v^2 / \lambda}, \quad (7.32)$$

де h – товщина ТПГД-плівки; δ – температурний коефіцієнт в'язкості; λ – температуропровідність мастила; μ – в'язкість мастильного матеріалу, що входить у зону ТПГД-контакту.

Дотичні напруження та сили тертя ТПГД-контакту з урахуванням розігріву мастильного матеріалу в загальному випадку визначають за спеціальною ме-

тодікою. Дотичні напруження в'язкого тертя при коченні з ковзанням в зоні ТПГД-контакту будь-якої форми мають вигляд

$$\tau = \mu \frac{V_c}{h} \cdot \frac{\arctg \Delta}{\Delta}, \quad (7.33)$$

$$\text{де } \Delta = \frac{V_c}{2[1 + \delta(t - t_0)]} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \delta \cdot e^{2p}}{\lambda}}.$$

Питомі теплові потоки через виділення теплоти $q_{к.т}$ на ділянці ТПГД-контакту за рахунок в'язкого тертя при відомому дотичному напруженні τ розподіляються в кільце та тіло кочення:

$$q_{к.т} = \frac{\tau \cdot V_c}{2} \left[1 \pm \frac{1}{2\psi} \operatorname{sh} \frac{\delta(t_t - t)}{2} \right]. \quad (7.34)$$

Максимальну температуру на ділянці ТПГД-контакту в середньому шарі розраховують за наближеною формулою

$$t_{\max} = \frac{t_k + t_t}{2} + \frac{1}{\delta} \ln \left[\operatorname{ch} \frac{\delta(t_t - t_k)}{2} + \psi^2 + \frac{1}{4\psi^2} \operatorname{sh}^2 \frac{\delta(t_t - t_k)}{2} \right]. \quad (7.35)$$

7.4. ЗМІШАНИЙ РЕЖИМ ЗМАЩУВАННЯ КОНТАКТУ

Змішане змащування здійснюється у важких умовах роботи підшипника при перегріванні і перевантаженні

Для швидкісного підшипника, що працює в умовах змішаного змащування, оцінку режиму змащування отримують за λ -параметром (див. 7.17). Якщо $\lambda \leq 1$, то відбувається інтенсивне контактування мікронерівностей; при значеннях λ -параметра, близьких до 2,5, з'являється нестійкий мастильний клин; повне навантаження мастильний клин сприймає при $\lambda \geq 2,5$.

У важконавантаженому контакті кочення з ковзанням в умовах змішаного тертя розрахунки товщини ПГД-плівки мастила, коефіцієнта тертя ковзання, величини абразивного зносу, а також термін появи гарячого заїдання можна здійснити за теоретико-емпіричними залежностями. За відсутності надійних

даних для розрахунку параметрів змішаного режиму змащування застосовують експериментальні методи.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які існують види проковзування деталей підшипників?
2. Як оцінюють проковзування в підшипниках?
3. Якими засобами зменшують проковзування в підшипниках?
4. За якими ознаками визначають режими змащування деталей підшипників?

ГЛАВА 8

АЛЬТЕРНАТИВНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ РЕСУРСУ

8.1. НЕСТАНДАРТИЗОВАНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ

Розрахунок відкорегованого ресурсу підшипників кочення за ГОСТ 18855-94 має суттєві недоліки. Зокрема, невідомі значення коефіцієнтів a_2 , a_3 (див. 4.25) рекомендується визначати за допомогою спеціальних лабораторних та експлуатаційних випробувань, однак лабораторні випробування не завжди прийнятні внаслідок отримання недостатньо об'єктивної інформації, а проведення експлуатаційних випробувань для деяких машин пов'язане зі значними економічними витратами. Крім того, практично неможливо за результатами експлуатаційних випробувань визначити вплив тих чи інших умов експлуатації на працездатність конкретної деталі підшипника кочення.

Стандартним методом неможливо забезпечити однакову надійність всіх деталей, оскільки враховується тільки один, хоча безумовно важливий фактор – контактна втома поверхневих шарів тіл кочення та кілець, але не єдиний з ряду можливих факторів, що визначають пошкодження підшипників. У багатьох випадках викришування деталей підшипників не є основним видом відмов.

У ГОСТ 18855-94 є таке зауваження: «Расчеты, выполненные согласно настоящему стандарту, не дают точных результатов для подшипников, работа-

ющих в таких неблагоприятных условиях и имеющих такую внутреннюю конструкцию, при которых уменьшается зона контакта между телами качения и дорожками качения колес». («Розрахунки, які виконані згідно з цим стандартом, не дають точних результатів для підшипників, що працюють у таких несприятливих умовах і мають таку внутрішню конструкцію, за яких зменшується зона контакту між тілами кочення й дорожками кочення кілець»). Несприятливі умови роботи підшипників, про які йде мова в стандарті, характерні для режимів нестаціонарного комбінованого навантаження підшипника радіальними та осьовими силами, сумарний ефект дії яких не може бути адекватно врахований відомими способами визначення еквівалентного навантаження. Якщо закономірність розподілу радіального навантаження може бути в більшості випадків порівняно просто описана аналітичним виразом, то розподіл осьового навантаження для деяких типів підшипників, наприклад для роликів циліндричних, має неоднозначний характер і залежить від конструкції підшипникового вузла, яка визначає місце прикладання осьового навантаження та характер його зміни. У цьому випадку використовувати поняття «еквівалентне навантаження» некоректно, а отже, отримати достовірні результати з розрахунку ресурсу таких підшипників стандартним методом не можливо.

Точність розрахунку ресурсу підшипника суттєво знижується, якщо підшипниковий вузол має не один, а декілька підшипників. У практиці подібних розрахунків, не беручи до уваги статичну невизначеність системи, приймають умову рівномірності розподілу як радіального навантаження на радіальні підшипники, так і осьового щодо тіл кочення одного з радіальних підшипників чи упорного підшипника, не враховуючи деформації вала, різниці в розмірах перерізів підшипників та зазори у вузлах.

Додаткові труднощі в розрахунках підшипників кочення пов'язані з особливостями конструкції деталей, які зумовлені способами кріплення кілець у корпусі вузла та на валу. Ці особливості враховують коефіцієнтом a_3 (див. 4.25) за результатами експлуатаційних випробовувань з невизначеним ступенем точності.

Недоліки стандартного методу розрахунку підшипників впливають у першу чергу, на проектування підшипникових вузлів, оскільки не дозволяють виконати всебічного аналізу альтернативних конструкцій і провести вибір оптимальної. Останнє спонукає до пошуку альтернативних методів розрахунку. Не маючи можливості проаналізувати всі відомі роботи із зазначеного напрямку, нижче побіжно згадаємо деякі найбільш помітні публікації.

Відома модель утомної контактної міцності робочих поверхонь деталей підшипників, яка розроблена на основі факту існування межі контактної витривалості. Ця модель дозволяє враховувати різницю у властивостях матеріалів, особливості напруженого стану під поверхнею, а також тертя на поверхні контакту. Уточнений аналітичний вираз для товщини мастильної плівки в підшипнику кочення підтверджений експериментально. У результаті статистичної обробки даних випробувань одержано рівняння ресурсу підшипників при різних режимах змащування. Показано, що кожному режиму роботи підшипника відповідають свої процеси тертя і зносу з відповідними рівняннями ресурсу. З використанням емпіричних сталих величин пропонується аналітичний метод визначення узагальненого коефіцієнта мастила і матеріала a_{23} . Запропонована методика, на відміну від існуючих, спрощує розрахунок коефіцієнта a_{23} та уточнює розрахунок ресурсу підшипника.

В багатьох роботах активно розробляється підхід до розрахунку ресурсу підшипників кочення на основі урахування забруднення металу різними видами включень. Однак обчислення за запропонованими методиками потребують великого об'єму попередніх експериментальних досліджень і доцільні в тих випадках, коли вимагається підвищена надійність деталей при мінімальних габаритах.

Прогнозування контактної витривалості підшипників виконується шляхом випробовування зразків і на основі аналізу хімічного складу, структури та фізико-механічних властивостей матеріалу. Ряд питань прогнозування контактної втоми (визначення еквівалентного напруження, критеріїв руйнування, масштабного фактора) вирішуються теоретично, що дозволяє у розрахунках не

враховувати деякі технологічні фактори. Можлива оцінка та прогнозування ресурсу підшипників на основі також розвитку втомних поверхневих та підповерхневих тріщин.

Відомі статистичні моделі контактної втоми на основі розвитку тріщин з одночасним аналізом процесу зносу і викришування, впливу сторонніх частинок, залишкових напружень, жорсткості, забруднення мастила. Ймовірнісні моделі враховують значне розсіювання ресурсу підшипників при сумісній дії абразивного зносу та контактної втоми за сумарним граничним зносом.

Взагалі будь-які методи розрахунку зносостійкості деталей машин мають базуватися на експериментально-теоретичних підходах. Зони зношування повинні враховувати фізичні, хімічні, механічні, геометричні фактори та контактну ситуацію (кінематику руху, стан мастильного шару і поверхневих шарів матеріалу та інші характеристики), а розрахункові рівняння – будуватися на синтезі теоретичних уявлень, що описують природу процесу, та експериментальних досліджень.

Якщо розглядаються важконавантажені підшипники кочення, для яких вирішальними при зносі є механічні процеси руйнування, а не теплові та хімічні, то інтенсивність зношування доцільно визначити у вигляді

$$I_{hm} = f(\Phi_p, \Phi_h, \Phi_\sigma, \Phi_r), \quad (8.1)$$

де $\Phi_p = p/HB$ – комплекс, що характеризує напружений стан контакту (тут p – нормальний контактний тиск; HB – твердість матеріалу за Брінелем); $\Phi_h = h/\zeta$ – комплекс, що визначає відносну товщину мастильного матеріалу в контакті (тут h – товщина мастильного шару; ζ – характерний розмір різальної абразивної частинки або приведений розмір шорсткості поверхні); $\Phi_\sigma = \xi p/\sigma_o$ – комплекс, що характеризує втомну міцність поверхонь тертя (тут ξ – коефіцієнт, що залежить від тертя та напруженого стану в контакті; σ_o – межа втоми матеріалу в умовах тертя); $\Phi_r = R_{\max} / r \cdot b_1^{1/\vartheta_1}$ – комплекс, що характеризує вплив шорсткості (тут R_{\max} – найбільша висота нерівностей профілю; r – приведений радіус нерівностей; b_1, ϑ_1 – параметри опорної кривої поверхні).

Процес поступового накопичення механічних пошкоджень при зносі описують за допомогою єдиної напівемпіричної теорії, яка пов'язує швидкість накопичення пошкоджень з діючими навантаженнями та умовами зовнішнього середовища. Простіша модель зносу базується на введенні скалярного виміру пошкоджень, яка для підшипника кочення запропонована у вигляді

$$Q = \frac{h - h_o}{h_n}, \quad (8.2)$$

де h_o , h – фактичні радіальні зазори у початковому та зношеному стані підшипника; h_n – номінальне значення зазору.

За один прохід тіла кочення через найбільш навантажену зону підшипника зазор h збільшується на величину Δh , яка складається з приростів, що зумовлені зносом доріжок кочення внутрішнього Δh_1 та зовнішнього Δh_2 кілець. Припускається, що знос тіл кочення малий і ним нехтують. Якщо z – число тіл кочення, n – число обертів рухомого кільця, то приріст Δh реалізується за термін $\Delta t = 60/n \cdot z$, а кінетичне рівняння для виміру Q набуває вигляду

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\Delta h \cdot z \cdot n}{60 h_n}, \quad (8.3)$$

Прирости Δh_1 та Δh_2 знаходять інтегруванням за шляхом контакту, тобто

$$\Delta h = \int_{\Delta l_1} I_{h1} dl + \int_{\Delta l_2} I_{h2} dl, \quad (8.4)$$

де I_{h1} , I_{h2} – інтенсивності зношування доріжок кочення внутрішнього та зовнішнього кілець, які розраховують за виразом: $I_h = k(q/q_0)^{m_1} \cdot V \cdot e^{-m_2 V^2}$, (тут V – швидкість відносного переміщення поверхонь; q – тиск на поверхні контакту; q_0 – опір поверхонь контактуючих деталей; k, m_1, m_2 – емпіричні коефіцієнти); $\Delta l_1, \Delta l_2$ – шляхи тертя на внутрішньому та зовнішньому кільцях.

Різні процеси втрати працездатності підшипників (контактна втома, абразивний знос, деградація мастильного матеріалу), що розвиваються повільно пропонується враховувати через кумулятивні моделі накопичення пошкоджень. З цією метою вводять векторний вимір $\bar{V} = \{V_1, V_2, V_3\}$ пошкоджень підшипни-

ків, складові якого – скалярні виміри контактної втоми, абразивного зносу, деградації мастильного матеріалу відповідно. У початковий момент $V_1 = V_2 = V_3 = 0$, а в наступні періоди часу $V_1(t)$, $V_2(t)$, $V_3(t)$ – неспадні функції з граничними значеннями V_1^*, V_2^*, V_3^* . Множина значень вектора \bar{V} , що допустимі за умовою технічної експлуатації, утворюють область якості Ω , яка обмежена поверхнею $S(V_1^*, V_2^*, V_3^*)$. Відмова підшипника – вихід S з Ω . Вектор $\bar{V}(t)$ повинен задовольняти рівняння

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \varphi(\bar{V}, \bar{d}, \bar{q}, \bar{r}, \bar{f}, \bar{R}, t_q, t), \quad (8.5)$$

де φ – функціонал, вид якого визначається типом підшипника, опорою кочення та умовами експлуатації; \bar{d} – вектор розмірів контактуючих деталей; \bar{q} – вектор діючих навантажень; \bar{r} – вектор властивостей матеріалів деталей; \bar{f} – вектор характеристик тертя та зносу; \bar{R} – вектор параметрів шорсткості контактних поверхонь деталей; t_q – температура в місці установки опори.

Величина контактної втоми підшипників визначається за допомогою гіпотези про лінійне накопичення втомних пошкоджень:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{T_n}, \quad (8.6)$$

де T_n – ресурс при стаціонарному режимі навантаження.

Тоді з урахуванням змінного характеру навантаження та розміру радіального зазору підшипника

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{60 \cdot n}{10^6 a_1 \cdot a_2 \cdot a_3} C^{-P} \cdot F^P(t) \cdot \psi^P(h_0), \quad (8.7)$$

де $\psi^P(h_0)$ – функція, що враховує залежність виміру V_1 від розміру радіального зазору h_0 (будується аналітично).

Вимір абразивного зносу V_2 обчислюють за виразом (8.3), а вимір деградації мастильного матеріалу розраховують

$$\frac{dV_3}{dt} = \frac{V_3(t)}{V_{д.с}(t)}, \quad (8.8)$$

де $V_3(t)$ – об’єм продуктів зносу в одиниці об’єму мастила; $V_{д.с}(t)$ – об’єм дисперсного середовища в одиниці об’єму мастила.

Вважають, що якість мастила погіршується з накопиченням продуктів зносу і збільшенням спрацювання деталей. Об’єм дисперсного середовища в одиниці об’єму мастила визначається емпіричною залежністю за результатами обробки стендових випробувань

$$V_{д.с}(t) = V_{д.с}(0) \cdot e^{-\xi \frac{t_q}{t_{q0}} n \cdot t}, \quad (8.9)$$

де ξ – емпірична стала; t_q – температура зовнішнього (нерухомого) кільця; t_{q0} – базова температура.

Таким чином, векторне рівняння (8.5) подається як система рівнянь (8.6), (8.3), (8.8) з емпіричними сталими: $a_1, a_2, a_3, k, m_1, m_2, \xi$, які знаходять експериментально. Після визначення V_1, V_2, V_3 задають з потрібною довірчою ймовірністю допустимі значення цих функцій, контур області допустимих станів підшипника і підраховують середній та γ -процентний ресурси.

Термодинамічний підхід застосовують для побудови розрахункової моделі процесу зношування підшипника в хімічноактивному середовищі в умовах дії багатьох факторів різної природи – механічних, хімічних, теплових. Відповідно до закону збереження і перетворення енергії

$$dA = dQ + \sum du_i + \sum \lambda_i dm_i + dw. \quad (8.10)$$

Тут dA – механічна робота тертя елемента об’єму, що перетворюється в теплоту dQ , витрачається на збільшення внутрішньої енергії du_i i -го елемента об’єму, хімічну взаємодію $\lambda \cdot dm_i$ (λ_i – хімічний потенціал, що характеризує зміну енергії; dm_i – кількість перетворюваної речовини) та інші можливі види перетворень dw (наприклад, електромагнітні, акустичні, світлові). Забезпечивши необхідні умови експлуатації, а саме, надійне відведення тепла, можна зношування визначати критичним значенням внутрішньої енергії du_i .

Проведений аналіз підходів та альтернативних методів розрахунку підшипників показує, що їх зносостійкість і ресурс визначаються доволі приблиз-

но, оціночно. Значна розбіжність результатів розрахунку і досвіду експлуатації пояснюється складністю врахування процесів різної природи при терті та зношуванні – механічних, хімічних, теплових, електромагнітних та ін. Велике різноманіття умов експлуатації багаторазово ускладнює розрахунки, а існуючі розрахунки підшипників дають можливість виявити лише загальні орієнтири шляхів їх удосконалення та підвищення зносостійкості.

8.2. ПІДБІР МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

Зносостійкість поверхонь тертя підшипників значною мірою залежить від мастила, вибір якого визначається частотою обертання та габаритами підшипника, значенням навантаження, робочою температурою, умовами зовнішнього середовища. Тому при проектуванні підшипникового вузла машини, поряд з розрахунком ресурсу підшипника, треба перевіряти попередній вибір мастильного матеріалу як структурного елемента вузла.

Вибір оптимального мастильного матеріалу з метою мінімізації тертя та зношування на цей час пропонується виконувати в наступній послідовності. *Перша стадія вибору* полягає у визначенні ймовірності реалізації гідродинамічного режиму змащування, при якому знос контактуючих поверхонь практично виключений, а тертя мінімальне. Для цього використовують параметр відносної товщини мастильної плівки λ див. формулу (7.22).

Для розрахунку значення λ достатньо знати:

- характеристики процесу тертя (швидкість V , навантаження P , температура T);
- характеристики контактуючих тіл (параметри шорсткості поверхонь, приведений модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, приведений радіус кривизни поверхонь);
- характеристики мастильного матеріалу (в'язкість, п'езокоефіцієнт в'язкості, температурний коефіцієнт в'язкості).

Частку навантаження, що сприймається мастильним шаром, обчислюють за виразом

$$P_S / P_C = \frac{1}{\lambda} (h_{\min} / \bar{h})^{6,3}, \quad (8.11)$$

де P_S – тиск, що сприймає мастильний шар; P_C – загальний тиск у контактi; \bar{h} – середня товщина мастильного шару.

Друга стадія вибору мастила – це оцінка характеру контакту за значенням індексу пластичності:

$$\Psi = (E_{\text{пр}} / HB) (\sigma^* / r)^{1/2}, \quad (8.12)$$

де $E_{\text{пр}}$ – приведений модуль пружності контактуючих деталей; HB – твердість за Брінелем; σ^* – середнє квадратичне відхилення висоти виступів; r – середній радіус вершин контактуючих нерівностей.

Третя стадія перевірки придатності мастильного матеріалу полягає у порівнянні температури поверхні тертя T_S з першою критичною температурою мастильного матеріалу при терті $T_{\text{кр1}}$, що характеризує руйнування мастильного шару і можливість виникнення заїдання:

$$T_S = T_{\text{п}} + T_B, \quad (8.13)$$

де $T_{\text{п}}$ – середня температура поверхні тертя; T_B – температурна на плямі контакту, що оцінюється виразом $T_B \approx f \cdot p_{\text{к}}^{1/4v} \cdot V_{\text{к}}^{1/2} \cdot HB^{1-4,9} \cdot d_r^{1/2}$ (тут f – коефіцієнт тертя; $p_{\text{к}}$ – контурний тиск; v – експериментальний параметр шорсткості; $V_{\text{к}}$ – швидкість ковзання в контактi; d_r – діаметр плями контакту).

Умова відсутності заїдання така:

$$T_{\text{кр1}} > T_S, \quad (8.14)$$

де $T_{\text{кр1}}$ – перша критична температура, яка визначається виразом

$$T_{\text{кр1}} = \frac{E_X + \Delta Q}{R \cdot \ln[B_1 \cdot p_a / C^\delta \cdot V_{\text{к}}^m \cdot HB_{\text{м}}]}, \quad (8.15)$$

тут E_X – енергія активації утворення металевих зв'язків; ΔQ – диференціальна теплота адсорбції активних елементів мастильного матеріалу на поверхнях тертя деталей; R – універсальна газова стала; p_a – номінальний тиск у контактi; C –

концентрація поверхнево-активного компонента мастильного матеріалу; HB_m – твердість за Брінелем більш м'якого матеріалу пари тертя; B_l , δ , m – сталі трибоспряження.

На четвертій стадії перевіряють умову забезпечення використання мастильного матеріалу необхідного ресурсу. Якщо допустиме значення зносу деталі $[h]$, то ресурс трибоспряження визначається як

$$t = \frac{[h]}{V_k \cdot I_h}, \quad (8.16)$$

де I_h – інтенсивність лінійного зношування, яку розраховують залежно від типу машини, вузла тертя, умов зношування або знаходять за допомогою модельного експеримента.

Якщо умова (8.16) не виконується, необхідно поліпшити властивості мастильного матеріалу за рахунок уведення в нього поверхнево-активних речовин (ПАР) і повторити оцінку $T_{кр1}$.

Більша поверхнева активність мастильного матеріалу забезпечить зниження тертя та зносу за рахунок зменшення частки сухого тертя, а отже, зменшення значення T_s . Одночасно це вплине на ресурс спряження, знизивши значення I_h .

Якщо введенням ПАР не досягнуто потрібної мети, то зменшення T_s досягаються конструктивним шляхом (охолодженням вузла тертя, зменшенням контактного тиску) або введенням у мастильний матеріал високотемпературних чи хімічно-активних присадок, що забезпечать утворення на поверхнях тертя модифікованого поверхневого шару, який знижує тертя та знос. У цьому випадку умова відсутності заїдання буде такою:

$$T_{кр2} > T_s, \quad (8.17)$$

де $T_{кр2}$ – друга критична температура, яка визначається виразом

$$T_{кр2} = \frac{E_X - E_m - E_3}{R \cdot \ln \left[B_3 \cdot \frac{V_k^{y-m}}{C^n} \cdot \frac{P_a}{HB} \right]}, \quad (8.18)$$

тут E_3 – енергія активації процесу зношування; B_3 – стала трибоспряження.

Значення $(E_X + \Delta Q)$, $(E_X - E_M - E_3)$, m , n , y , δ , B_1 , B_3 знаходять шляхом математичної обробки результатів експериментів.

Якщо умова (8.17) не виконується, необхідно застосувати мастильний матеріал, що забезпечить дещо вище значення $T_{кр2}$ за рахунок більшого значення E_3 , тобто завдяки кращій зносостійкості модифікованого шару та меншій енергії активації хімічного модифікування E_M , а отже, вищій швидкості утворення модифікованого шару.

Розглянута послідовність стадій вибору оптимального за критеріями тертя та зносу мастильного матеріалу може бути подана структурною схемою (рис.8.1).

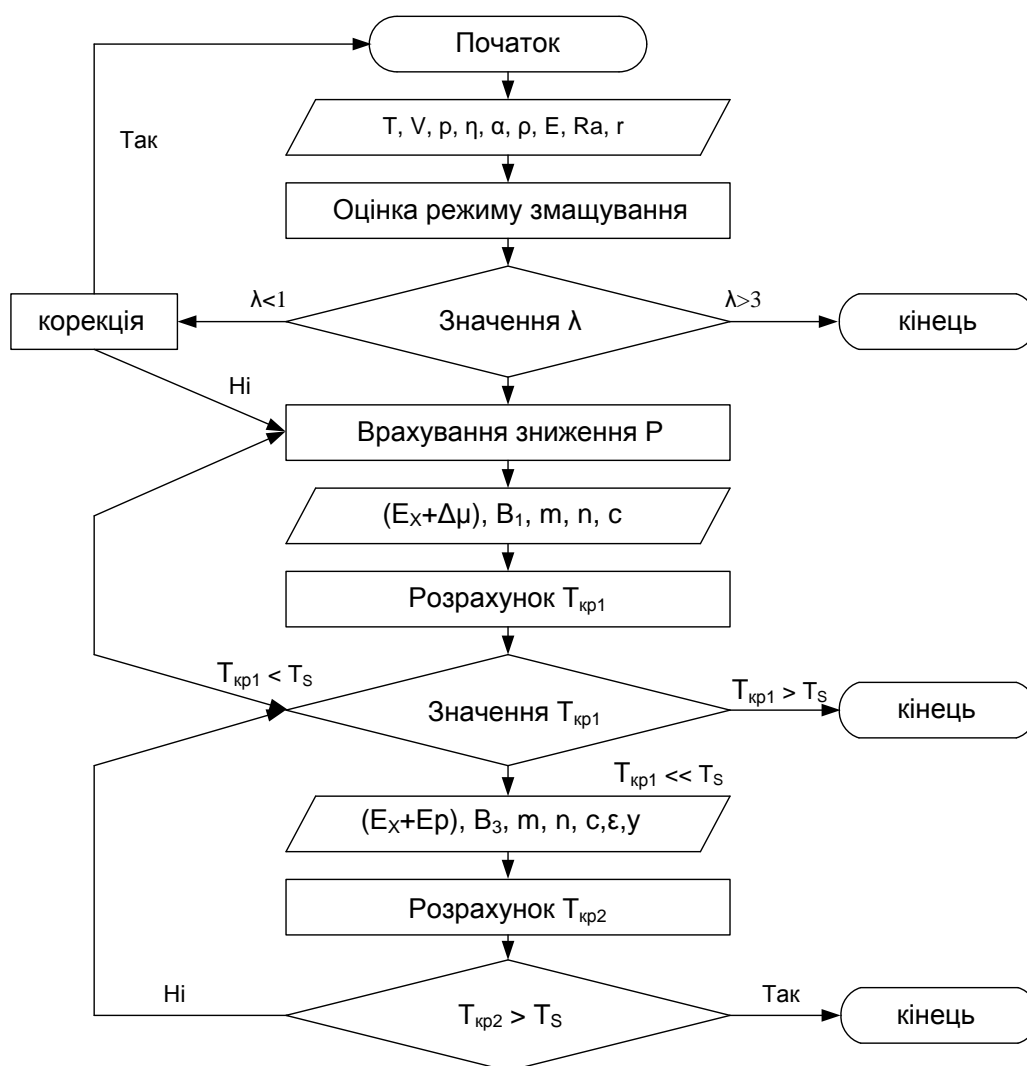


Рис.8.1. Структурна схема вибору оптимального мастильного матеріалу для підшипників кочення

У розглянутій методиці вибору мастила для вузлів тертя розрахунки перехідних температур $T_{кр1}$, $T_{кр2}$ проводять на основі експериментального визначення деяких триботехнічних та термомеханічних параметрів згідно з ГОСТ 23.221-84. При цьому не враховується все різноманіття умов експлуатації різних трибоспряжень деталей підшипників кочення, а саме ці умови можуть спричинити зниження ресурсу певних підшипників кочення. Таким чином, відома методика вибору мастила для підшипників кочення потребує вдосконалення.

Не повною мірою вирішена й проблема наукового обґрунтування періодичності заміни мастильного матеріалу. Ресурс мастила визначається, в основному, частотою обертання підшипника, його габаритами, конструкцією, робочою температурою, сортом мастильного матеріалу, простором довкола підшипника, навколишнім середовищем, ефективністю ущільнень. Наразі найбільш удосконалена методика визначення періодичності заміни мастила в підшипниках кочення розроблена фірмою SKF.

8.3. ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ДІАГНОСТИКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

В розрахунковій формулі (4.25) для відкорегованого ресурсу підшипника коефіцієнти a_2 та a_3 взаємопов'язані, тому часто добуток цих коефіцієнтів ($a_2 \cdot a_3$) замінюють одним комплексним коефіцієнтом a_{23} . Коефіцієнт a_{23} враховує хімічний склад, вид термічної обробки підшипникових сталей та тип мастильних матеріалів. Коефіцієнт a_{23} залежить від температури, в'язкості мастила, способу його подачі та ступеня забруднення; фактично $a_{23} = 0,04 \dots 100$. Відомі закордонні фірми (FAG, SKF) розробили спеціальні методики прогнозування працездатності на основі даних випробувань різних типів підшипників залежно від умов експлуатації.

Одна з найпоширеніших методик прогнозування працездатності підшипників здійснюється за вибором мастильного матеріалу для певних умов експлуа-

тації. Основна мета вибору мастильного матеріалу – забезпечення гідродинамічного режиму тертя, яке описується співвідношенням в'язкостей:

$$K = \nu / \nu_1, \quad (8.19)$$

де ν – фактична в'язкість мастила в підшипнику; ν_1 – в'язкість мастила, яка забезпечує гідродинамічний режим змащування.

При цьому задають діапазон зміни параметра $K = 0,4 \dots 4$. Якщо $K < 0,4$, то режим гідродинамічного тертя відсутній; при $0,4 \leq K \leq 4$ режим тертя – змішаний; при $K > 4$ – гарантовано гідродинамічний. При великих значеннях K , а саме: $K > 2$, все трудніше підібрати мастило необхідної в'язкості.

Для визначення a_{23} знаходять параметр гідродинамічного тертя:

$$S_1 = \ln \frac{E \cdot K}{d_m^a \cdot n^b}, \quad (8.20)$$

і значення потрібної початкової в'язкості мастила:

$$\nu_{40p} = \exp \frac{S_1(At_1^0 + B) - (533 - 2,1t^0)}{S_1(C_1 + D_1t^0)}, \quad (8.21)$$

потім вибирають мастильний матеріал за умовою

$$\nu_{40r} > \nu_{40p}, \quad (8.21)$$

коректують фактичну в'язкість мастила за виразом

$$\nu = \exp \frac{533 - 2,1t^0}{A \cdot t^0 + B - \lg \nu_{40r}(C + D \cdot t^0)} \quad (8.21)$$

та уточнюють параметр K за (8.19). Остаточню

$$a_{23} = a_1 \cdot K^{b_1}. \quad (8.24)$$

У формулах (8.19)–(8.24): d_m – середній діаметр підшипника; n – частота обертання; t^0 – температура підшипника; ν_{40} – початкова кінематична в'язкість мастила при 40 °C; $a, b, a_1, b_1, A, B, C, D, D_1, E$ – емпіричні сталі.

Для аналізу впливу окремо фактора змащування на ресурс підшипника з урахуванням геометрії контактних зон, швидкісного, теплового та силового режимів зручно застосовувати залежність між a_3 та λ -параметром:

$$a_3 \approx 1,65[\text{th}(2\lambda - 2,8) + 1]. \quad (8.25)$$

Найпоширенішим методом діагностування підшипників є електричний, який визначає критичний перехід від змішаного змащування до рідинного за критерієм товщини мастильної плівки. При змішаному режимі змащування, коли порушується суцільність мастильних плівок, контакт нерівностей здійснюється через оксидні плівки та граничні мастильні шари, що мають підвищену електропровідність порівняно з суцільною діелектричною мастильною плівкою. Якщо через кільця пропускати малий електричний струм, то за електричними контактами шляхом реєстрації різких змін електроопору підшипника можна встановити факт механічного контактування. Інтенсивність контактування характеризує ступінь реалізації змішаного режиму змащування та його λ -параметр. Фіксується кількість імпульсів та сумарна відносна тривалість контактування. Технічний стан підшипника кочення оцінюється сумарною тривалістю контактування τ . При $\tau < 10^{-6}$ стан підшипника оцінюють як задовільний, при $\tau > 10^{-3}$ – як незадовільний.

Електродіагностика забезпечує більшу інформативність, якщо додатково застосовують методи математичного моделювання робочих процесів підшипників.

8.4. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ

Недостатня контактна витривалість поверхонь тертя підшипників, неминучість ковзання деталей та вкрай недосконалі методи розрахунків підшипників спонукають до пошуків ефективних шляхів підвищення їх працездатності. Ресурс підшипників кочення визначається великим числом факторів, які об'єднано в окремі групи:

- *конструктивні фактори*, до яких відносять: вибір матеріалів деталей, елементів їх конструкцій, розмірів та зазорів, мастильних матеріалів; вибір конструкції підшипникових вузлів, допусків та відхилення поверхонь та розмірів, посадок деталей, системи змащування, захисту від впливу зовнішнього середовища;

- *технологічні фактори* включають: вибір раціональних методів отримання заготовок, режимів зміцнення поверхонь тертя, утворення захисних плівок, нанесення антифрикційних покриттів; автоматизацію процесу виготовлення та контролю якості;
- *експлуатаційні фактори* визначають технічне обслуговування, діагностику та ремонт.

Ресурс підшипників кочення в процесі їх конструювання підвищують перш за все вибором якісної сталі для тіл кочення та кілець з мінімальним вмістом шкідливих домішок та мікродфектів. Так, дослідження впливу вакуумування підшипникової сталі на її експлуатаційні характеристики показало, що завдяки зниженню вмісту кисню в 1,5...2 рази та азоту на 20...30 % збільшується ресурс дослідних підшипників при стендових випробуваннях у 1,5 рази. Іншим прикладом суттєвого впливу матеріалу кілець на ресурс підшипників є використання сталі регламентованого прожарювання замість типової сталі, що дозволило підвищити ресурс за контактною витривалістю не менш як удвічі.

Перспективним для підшипників кочення є використання керамічних матеріалів на основі нітриду кремнію. Порівняльний аналіз випробувань керамічних кулькових підшипників показав, що в цих підшипниках зниження навантажень від дії відцентрових сил та гіроскопічного ефекту приводить до зменшення нагрівання і втрат на тертя, а це дозволяє знизити значення попереднього натягу і підвищити ресурс підшипника. Застосування матеріалів (метал, кераміка) кілець і кульок, які мають різні коефіцієнти теплового розширення і теплопередачі, сприяє зниженню температури нагрівання опори і стабілізації навантаження в ній. Крім того, жорсткість, наприклад керамічних шпиндельних підшипників, на 20...50 % вища від жорсткості типових підшипників з металевими деталями, що дозволяє підвищити точність металообробки перших. Переваги керамічних шпиндельних підшипників особливо відчутні при збільшенні швидкості шпинделя в діапазоні 20000...140000 хв⁻¹.

Важливим напрямом підвищення ресурсу підшипників кочення є зниження контактних напружень від зовнішнього навантаження, яке, зокрема, на бігових доріжках кілець і поверхнях тіл кочення досягається: за рахунок поліпшення розподілу навантаження між тілами кочення завдяки вибору оптимальної жорсткості корпусу підшипникового вузла; шляхом оптимізації геометричної форми тіл кочення, доріжок кілець та бортів; підвищенням числа тіл кочення; зменшенням жорсткості та маси тіл кочення.

Оригінальним технічним рішенням зі збільшення числа тіл кочення в підшипнику без зміни конструкції кілець тіл кочення є використання замість масивної конструкції сепаратора дистанційних роздільників у вигляді пластин, втулок, роликів, які називають *сепаруючими елементами*. Однак, як показали дослідження працездатності підшипників з сепаруючими елементами, не всяка конструкція останніх дозволяє оптимально розв'язати задачу підвищення контактної витривалості й одночасного зниження моменту тертя підшипника. Найбільш ефективним способом вирішення проблеми підвищення ресурсу підшипників кочення є використання полімерних сепараторів масивної конструкції замість металевих.

Полімерний сепаратор дає можливість розмістити в підшипнику більше число тіл кочення за рахунок раціонального розподілу матеріалу конструкції, а завдяки меншій масі та підвищеній демпфірувальній здатності знижується рівень вібрації та шумність підшипника. Маючи підвищену пружність, полімерний сепаратор здатен добре пристосовуватись до змінних умов роботи деталей підшипника, наприклад, при зміні режиму навантаження чи появі перекосу кілець. Тільки конструкція полімерного сепаратора уможливорює надання такої геометричної форми його елементам, яка забезпечить поліпшення умов змащування деталей і зменшить тертя в підшипнику.

Підшипники кочення комплектують з оптимальними радіальними зазорами. У процесі експлуатації зазори збільшуються, і їх треба там, де це можливо, регулювати. Наприклад, поліпшення точнісних характеристик шпиндельних вузлів внутрішньошліфувальних верстатів здійснюють за допомогою саморегу-

льованих пристроїв, які автоматично компенсують знос опорних підшипників. Результати випробувань показують, що електрошпindel з автоматичним регулюванням натягу в опорах ротора забезпечує зниження хвилястості та гранності виготовлених деталей у 1,5...2 рази.

Вибір мастильного матеріалу як невід'ємного структурного елемента підшипникового вузла у процесі проектування є не менш важливим конструктивним фактором забезпечення заданого ресурсу підшипника кочення. Провідні зарубіжні фірми підшипникового виробництва вважають, що неправильно вибраний мастильний матеріал – причина близько 80 % відмов підшипників. Разом з цим загальновідомими є недосконалість існуючої методики вибору мастила з числа типових мастильних матеріалів і недостатньо висока їх якість.

Суттєвим резервом підвищення довговічності опор кочення конструктивним шляхом є вдосконалення систем змащування та ущільнень підшипникових вузлів. До конструктивних засобів також належать обробка поверхонь тертя пластичною деформацією для утворення рівномірно розташованих мікрозаглиблень. Це підвищує мастилоутримуючу властивість поверхні тертя і зменшує коефіцієнт тертя.

Проаналізувавши конструктивні шляхи підвищення втомної контактної міцності деталей підшипників кочення, бачимо, що найменш розробленими є питання, що стосуються вибору конструкції полімерних сепараторів і вибору та удосконалення змащувальних матеріалів. На сьогодні ще не створено наукових основ проектування таких полімерних сепараторів, які забезпечували б максимально допустиме число тіл кочення, найкращі умови змащування деталей, найнижчі віброактивність та опір обертанню. У технічній літературі немає відомостей про науково обґрунтовані критерії вибору удосконалених типових мастильних матеріалів з необхідними технічними характеристиками для конкретних підшипників та умов експлуатації.

Технологічні шляхи підвищення втомної контактної міцності деталей підшипників реалізуються у двох основних напрямках:

- зміна фізико-хімічних властивостей поверхневого шару;

- утворення захисних плівок і покриттів.

Фізико-хімічні властивості поверхневого шару металу деталей підшипників змінюють хіміко-термічними методами, іонно-плазмовими методами, обробкою концентрованими потоками енергії. Усі згадані методи вимагають складного і дорогого обладнання, спеціально підготовленого персоналу; деякі з методів небезпечні для людини та довкілля. Тому найбільш перспективними вбачаються методи другого напрямку підвищення втомної контактної міцності шляхом утворення захисних плівок і покриттів.

Захисні плівки на поверхнях тертя в присутності мастильного середовища утворюються в результаті легування чи спеціальної технологічної обробки мастила. Легування мастила проводять введенням хімічно активних рідинних та твердих органічних мастилорозчинених продуктів, що називають *присадками*. Дія антифрикційних, протиспрацьовувальних, протизадиркових присадок ґрунтується на їх хімічній взаємодії з металевими поверхнями тертя й утворенні сполук у вигляді плівок. Плівка, що створюється антифрикційною присадкою, здатна амортизувати змінні в процесі тертя навантаження і більш того легко зношується, чим забезпечується низький коефіцієнт тертя (на порядок нижчий). У присутності таких присадок “вигладжуються” мікровиступи поверхонь, що підтверджено їх профілограмами. Присадки, що здатні утворювати подібні плівки та знижувати в’язкість мастила, називають *модифікаторами тертя*. Ефективність дії модифікаторів тертя визначається хімічним складом базового мастила, а також режимом змащування пар тертя. Модифікатори тертя найбільш ефективні в режимі граничного тертя.

Суттєво зменшити (до 70 %) момент тертя підшипників кочення дозволяє технологія нанесення тонких епілам на робочі поверхні деталей.

Механізм протиспрацьовувальної та протизадиркової дії присадок визначається утворенням на поверхні тертя “напівпластичної” плівки з необхідною твердістю. Така плівка порівняно з тією, що утворена модифікаторами тертя, не руйнується мікровиступами шорсткостей контртіла, запобігає пошкодженню спряжених поверхонь тертя.

Специфічні властивості має полімерна плівка, що утворюється на поверхнях тертя як результат дії нового класу протиспрацьовувальних присадок до мастил. Традиційні протиспрацьовувальні присадки не забезпечують такої антифрикційної дії, якою характеризується трибополімероутворюючі хімічні сполуки. Механізм дії таких присадок до мастил пояснюється появою численних адсорбційних зв'язків трибополімеризованих молекул з матеріалами поверхонь тертя деталей.

Специфічна мастильна плівка на робочих поверхнях деталей може з'явитися в режимі їх граничного тертя під дією електростатичного поля. Вона нагадує сервовитний варіант і складається зі структурованих комплексів на основі продуктів спрацьовування та поверхнево-активних речовин. Установлено, що завдяки присутності такої плівки інтенсивність спрацьовування лабораторних зразків знижується у 2...4 рази.

Захисні покриття на поверхнях тертя деталей можуть бути металевими, неметалевими, композиційними.

Покриття на деталі підшипників кочення наносять притиранням домішок різних речовин у середовищі мастильних матеріалів, електрохімічним осадженням у вакуумі, газотермічними методами. *Домішки* до мастильних матеріалів – тверді нерозчинні речовини неорганічного походження.

Твердомастильні покриття на основі графіту і десульфід молібдену для деталей підшипників кочення спеціальних режимів експлуатації використовують уже близько півстоліття. Нанесення твердомастильного покриття на кульки здійснюють у галтовочних барабанах або вібраційних камерах притиранням. Дещо пізніше почали застосовувати домішки з порошків м'яких металів (олово, мідь, свинець) до пластичних мастильних матеріалів. Крім металевих порошків, як дисперсні домішки вживають амінокислоти (тальк, слюда), деякі йодиди, нітриди, бориди, полімери.

Особливе місце серед домішок до мастильних матеріалів займають порошки бронзи та латуні. Для пар тертя з такими мастильними композиціями спостерігається ефект взаємного *вибіркового переносу* металів. Вибірковий пе-

ренос (ВП) розглядають як тертя з новим мастильним матеріалом у вигляді тонкої пластичної металевої плівки з особливою структурою та здатністю до самовідновлювання при руйнуванні.

На основі явища ВП розроблено декілька мастильних композицій. Найбільш відома модифікація вибіркового переносу втілена в *металоплакувальних мастильних матеріалах*, у яких домішки містять порошки чистих металів (мідь, олово, свинець) та сполук металів, а також усі необхідні компоненти для утворення сервовитної плівки незалежно від металів пар тертя.

Для підшипників кочення загальномашинобудівного призначення покриття на основі м'яких металів доцільно застосовувати під час припрацювання деталей для зменшення контактних напружень та сил тертя, а також при обмеженні проникнення поверхнево-активного мастильного матеріалу в поверхневі мікротріщини.

Явище переносу металів при терті використовується в новій технології *фінішної антифрикційної безабразивної обробки* (ФАБО) деталей машин, у тому числі й підшипників кочення. Однак існує принципова різниця в переносі металу при ВП та ФАБО. При ВП у випадку тертя бронзи по сталі в середовищі гліцерину з твердого розчину бронзи виділяються атоми міді й атоми легуючих елементів. Останні переходять у мастило, а атоми міді з'єднуються в групи і переносяться на сталь. Цей процес перебігає дуже повільно. При ФАБО склад перенесеного металу не відрізняється від складу початкового металу. Метал переноситься малими частинками, які міцно зчеплюються зі сталлю й утворюють захисне покриття. Технологія ФАБО пропонується як для нових, так і для зношених підшипників кочення. Результати випробувань підшипників кочення, що оброблені за технологією ФАБО, свідчать про підвищення їх ресурсу майже вдвічі порівняно з типовими.

Для підшипників кочення, що працюють у спеціальних умовах (вакуум, підвищена температура), частіше застосовують покриття на основі срібла, свинцю, міді, галію, ренію та їх сполук які отримують електроосадженням з кислих електролітів.

Суттєвим недоліком багатьох захисних покриттів, одержаних електрохімічним осадженням, осадженням у вакуумі, газотермічними методами, є часто низька надійність їх зчеплення з поверхнями деталей. Тому покриттям, утвореним шляхом модифікування поверхневого шару деталі, слід віддавати перевагу, оскільки розмита межа розділу “покриття – метал” має міцність, близьку до міцності основного металу. Серед відомих технологічних (хіміко-термічних) методів отримання модифікованих поверхневих шарів деталей за своїми суттєвими перевагами виділяється метод фрикційної обробки трибоспрями у масляному середовищі з домішками мінерального походження. Останні, разом зі стимуляторами хімічних реакцій, у технічній літературі отримали назву *геомодифікаторів*, у популярній літературі їх називають *реметалізантами*. При цьому відрізняють реметалізанти з різними механізмами утворення захисних покриттів – модифікуванням, плакуванням, полімеризацією. Найбільш перспективними вважають реметалізанти на основі геомодифікаторів, які при модифікації поверхневих шарів змінюють фізико-хімічні властивості металу в зоні контакту з утворенням нових сполук з підвищеною втомною міцністю. На разі найбільш відомими є геомодифікатори торгових марок RVS (Росія), “Автомінерал” (Росія), “Трибо” (Росія), ХАДО (Україна), “КОМБАТ” (Україна).

Використання геомодифікаторів дозволяє:

- утворювати модифіковані поверхневі шари високої адгезійної міцності (однакової з основним матеріалом), поліпшувати мастилозатримну здатність (майже на порядок вище), забезпечувати підвищену (на 20...40 %) мікротвердість поверхневого шару і низький коефіцієнт тертя;
- відновлювати зношені поверхні і формувати захисні покриття з оптимальними параметрами відповідно до матеріалів деталей, мастильного матеріалу і режиму роботи;
- забезпечувати екологічну чистоту та економічну ефективність триботехнічного процесу утворення захисного поверхневого шару.

Зазначені переваги сприяють зростання інтересу до геомодифікаторів з боку фахівців різного профілю, що підтверджується збільшенням числа охоронних документів. У деяких з патентів ефективність дії геомодифікаторів перевірена на підшипниках кочення.

Величезна кількість геомодифікаторів різного складу та способів їх отримання і формування модифікованих поверхневих шарів пояснюється позитивним ефектом при застосуванні різних компонентів сировини, малорозвинутими критеріями порівняльної оцінки отриманих результатів, недостатньою дослідженістю зносостійкості отриманого захисного шару, недосконалістю методу підбору геомодифікаторів та методики вибору оптимальної послідовності дій процесу модифікування. Відсутність теорії забезпечення зносостійкості деталей підшипників кочення в присутності геомодифікаторів стримує їх упровадження у виробництво та експлуатацію.

Основними експлуатаційними засобами підвищення контактної витривалості робочих поверхонь підшипників кочення є: очищення та періодична заміна мастильних матеріалів, ремонт чи заміна зношених деталей (для деяких типів підшипників), розробка і впровадження методів діагностики стану вузлів тертя кочення.

Найбільш витратний експлуатаційний засіб підвищення надійності підшипників кочення – ремонт та заміна зношених деталей. Основні етапи процесу ремонту підшипників такі: приймання в ремонт, миття, розбирання, дефектація, усунення пошкодження та заміна деталі, складання, здавання в експлуатацію. На реалізацію названих етапів необхідно витратити певний час, протягом якого припиняється експлуатація машини, а підприємство зазнає збитків. До того ж після завершення ремонту немає повної гарантії, що відремонтований підшипник працюватиме не гірше, ніж до ремонту. Таким чином, традиційна система ремонту і відновлювання пошкоджених деталей має суттєві недоліки, серед яких найбільш вагомими є необхідність припинення експлуатації машини та неможливість керування технічними характеристиками підшипників кочення.

Зазначені недоліки традиційної системи ремонту спонукають до пошуку шляхів переходу на безремонтну експлуатацію об'єктів техніки. Вирішення цієї проблеми базується на забезпеченні беззносності та безрозбірного відновлювання пар тертя. Для підшипників кочення згаданий підхід реалізується при використанні металоплакувальних присадок та додаванні геомодифікаторів до мастильних матеріалів.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які недоліки має стандартний метод розрахунку ресурса підшипників?
2. Які існують альтернативні методи розрахунку ресурса підшипників?
3. Які причини визначають недоліки відомого підбору мастильного матеріалу для вузлів тертя?
4. Які існують шляхи підвищення працездатності підшипників?
5. Чим відрізняються антифрикційні присадки до мастильних матеріалів від антифрикційних домішок?

ГЛАВА 9

ПІДШИПНИК КОЧЕННЯ ЯК ТРИБОЛОГІЧНА СИСТЕМА

Скласти уявлення про підшипники кочення як трибологічні системи допоможе їх класифікація за характером пошкоджень. Згідно з цією класифікацією підшипники поділяють на такі групи: приладів, шпиндельні, газотурбінних двигунів, загальномашинобудівного призначення (редукторні, автомобільні, тракторні), рейкового транспорту, будівельних та сільськогосподарських машин, спеціального призначення.

Для підшипників приладів причинами відмови є збільшення нестабільності моменту опору обертання, а також нестабільність частоти та амплітуди радіальних та осьових вібрацій ротора. Для шпиндельних підшипників типові причини відмов – це мала точність обертання, підвищена вібрація, великий момент

опору обертання. Зазначені причини відмов підшипників приладів та шпиндельних підшипників найчастіше зумовлені зносом поверхонь тертя деталей.

Причиною втрати працездатності підшипників загальномашинобудівного призначення є втомні руйнування робочих поверхонь кілець і тіл кочення.

Підшипники рейкового транспорту в експлуатації вибраковують через втомне руйнування робочих поверхонь кілець і тіл кочення, задирки та знос торців роликів і робочих поверхонь бортів кілець, спрацювання та втомне руйнування сепараторів.

Підшипники будівельних та сільськогосподарських машин стають непридатними в основному внаслідок абразивного зношування деталей.

Підшипники спеціального призначення частіше мають залишкові деформації в зоні контакту, корозію та підвищене спрацювання поверхонь тертя деталей через такі причини: коливальний рух; агресивне середовище; підвищена температура, тиск, забруднення.

Таким чином, складні процеси змащування, тертя, зносу підшипників машин, механізмів, приладів спричиняють появу різноманітних видів спрацювання деталей, що вимагає розглядати підшипник кочення як трибологічну систему, тобто внутрішньо скоординовану сукупність взаємоспряжених деталей, що має певну структуру і зони контакту з постійно змінювальними властивостями. Отже, з позиції системного аналізу, який дозволяє упорядкувати і спростити теоретичні побудови для трибологічної системи, підшипник кочення доцільно уявити у вигляді «чорної скриньки» (рис. 9.1).

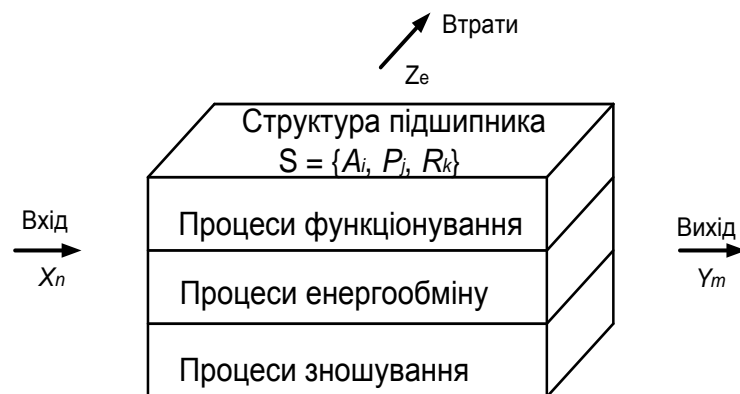


Рис. 9.1. Модель підшипника у вигляді «чорної скриньки»

Модель підшипника кочення як трибологічної системи має такі сигнали зв'язку із зовнішнім середовищем: вхідні X_n , вихідні Y_m , втрати Z_e . Вхідними сигналами є механічні дії (радіальні й осьові сили) та теплові дії (температура, тепловий потік). Вихідні сигнали – температура, опір обертанню, знос. Сигнали у вигляді втрат – електричні, магнітні, акустичні, термомеханічні, які характерні для багатьох трибологічних систем.

З урахуванням складу сигналів у моделі підшипника кочення треба розрізняти три види процесів трибологічних систем (функціонування, енергообмін, зношування), які ілюструють міждисциплінарний характер вивчення явищ змащування, тертя, зносу. При цьому основні показники структури підшипника, які визначаються складом A_i , властивостями P_j , зв'язками R_k деталей, використовуються для вивчення будь-якого виду процесу в підшипнику кочення.

Внутрішня будова (склад A_i) підшипника кочення як трибологічної системи визначається його деталями та елементами деталей, що безпосередньо беруть участь у роботі підшипника. Нижче розглянуто повноскладові однорядні підшипники з масивними сепараторами на прикладі найбільш поширених типів – кулькових, роликових циліндричних та конічних.

Деталлями повноскладового підшипника кочення є металеві кільця (цілісні і складені) – зовнішнє і внутрішнє, металеві тіла кочення, сепаратор металевий чи неметалевий. Елементи кілець – бігові доріжки, торцеві та центруючі частини бортів (звичайних і приставних); елементи тіл кочення – сферична (для кульки), циліндрична та конічна, плоска (опукла) для роликів поверхні; елементи металевого сепаратора – кільця і перемички сферичної, циліндричної та конічної форми бокових поверхонь; елементи полімерного сепаратора – кільця і перемички сферичної, циліндричної чи конічної форми бокових поверхонь, елементи підвищення надійності утримання тіл кочення, елементи поліпшення змащування (кармани, отвори, канали, виступи, западини) деталей підшипника.

Позначення складових частин підшипника кочення та їх функціональне призначення подано в табл. 10.1, а будова підшипника показана на рис. 9.2.

Таблиця 9.1

№ п/п	Рівень	Позначення	Функція
1	Система – підшипник кочення	–	Забезпечує зниження моменту обертання
2	Підсистема – деталь (зовнішнє кільце)	D_1	Забезпечує посадку корпусних деталей та переміщення їх по тілах кочення
	Підсистема – деталь (внутрішнє кільце)	D_2	Забезпечує посадку на валу і переміщення тіл кочення
	Підсистема – деталь (сепаратор)	D_3	Забезпечує зниження тертя між деталями підшипника
	Підсистема – деталь (тіла кочення)	D_4	Забезпечують зменшення тертя зовнішнього кільця по внутрішньому
3	Підсистеми – елементи (бігові доріжки зовнішнього та внутрішнього кілець)	E_1, E_2	Забезпечують напрям переміщення тіл кочення і сприймають радіальні сили
	Підсистеми – елементи (торцеві частини бортів)	E_3, E_4	Попереджають відхилення тіл кочення від заданого напрямку переміщення і сприймають осьові сили
	Підсистеми – елементи (центруючі чи базуючі частини бортів)	E_5, E_6	Забезпечують опирання сепаратора
	Підсистеми – елементи (кільця та перемички сепаратора)	E_7, E_8	Кільця утримують перемички на однаковій відстані, перемички відокремлюють тала кочення

Властивостями P_j структури підшипника кочення є властивості його елементів, а саме: мінімальне тертя та максимальна зносостійкість бігових доріжок кілець, торцевих та центруючих частин кілець, кілець та перемичок сепаратора.

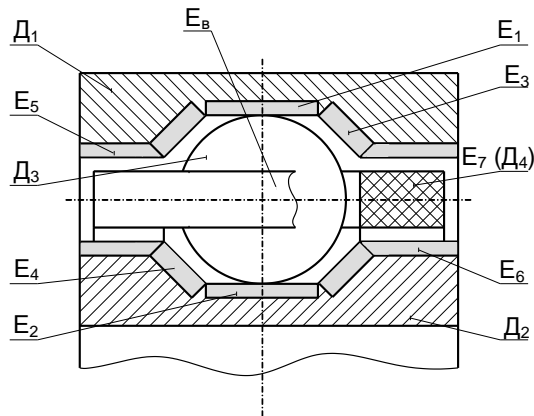


Рис. 9.2. Структурна модель підшипника

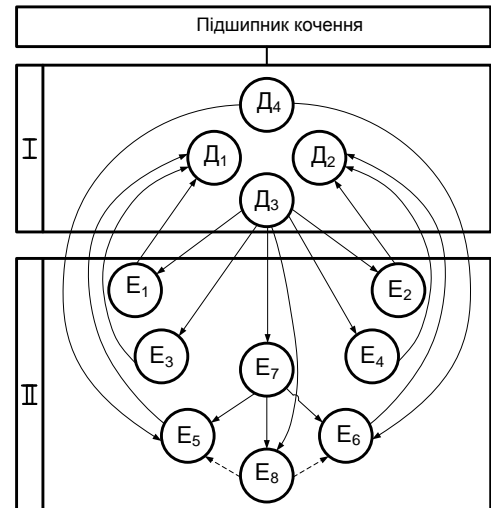


Рис. 9.3. Функціональна модель підшипника

Необхідним показником структури системи є сукупність функціональних зв'язків R_k між деталями та елементами, що показані на рис. 9.3.

Функціональні зв'язки між деталями та їх елементами досліджено недостатньо. Найбільш повно вивчено механічну взаємодію тіл кочення з біговими доріжками кілець, недостатньо – поведінку сепаратора, дуже мало – процеси втрати зносостійкості деталей та шляхи її підвищення

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чому підшипник кочення треба розглядати як трибологічну систему?
2. Що являє собою модель «чорної скриньки»?
3. Які рівні підсистем має підшипник кочення?

ГЛАВА 10

ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ СЕПАРАТОРІВ

10.1. СУЧАСНИЙ РІВЕНЬ І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ СКЛОПОЛІАМІДНИХ СЕПАРАТОРІВ

Поліамідні сепаратори для підшипників кочення набули значного поширення завдяки унікальним конструкційним, технологічним і триботехнічним властивостям. Найбільші успіхи у виробництві підшипників кочення з поліамідними сепараторами досягнуто провідними закордонними фірмами: SKF (Швеція), FAG (Німеччина), “Ніппон сейко К.К” (Японія), INA (Німеччина) та їх численними відділеннями в різних країнах світу.

Поліамідний сепаратор дозволяє розмістити в підшипнику більшу кількість тіл кочення, тобто підвищити його вантажність. Завдяки меншій масі і підвищеному демпфіруванню матеріалу досягається менша чутливість до вібрації і знижений рівень шуму підшипника. Поліамідні сепаратори, як правило, сприяють зниженню робочої температури підшипників. Монтажні операції підшипників з поліамідними сепараторами значно спрощені, а тривалість безремонтної експлуатації – збільшена.

Таким чином, тільки конструкції поліамідних сепараторів можна надати такої геометричної форми, яка забезпечує якісно нові експлуатаційні характеристики підшипника кочення, сприяє підвищенню довговічності його деталей при одночасному зниженні вартості і металомісткості. Оптимізація експлуатаційних характеристик підшипника з поліамідним сепаратором досягається, окрім зазначеного, за рахунок наявності в його конструкції спеціальних елементів, які ефективно поліпшують змащування деталей. Це – різні резервуари для накопичення й утримання змащувального матеріалу у вигляді кишень та поглиблень, каналів та отворів, що забезпечують додаткову подачу мастила до найбільш проблемних трибоспряжень деталей.

Значного успіху фірмою SKF досягнуто в підвищенні працездатності великогабаритних циліндричних роликотілопідшипників важких режимів наванта-

ження завдяки застосуванню поліамідного сепаратора замість металевого. Дані підшипники успішно використовують у таких галузях техніки:

- автомобільний транспорт (опори автомобілів і тракторів);
- рейковий транспорт (опори рухомого складу залізниць);
- будівельні машини (опори інерційних вібраторів і планетарних передач);
- моторобудування (опори колінчастих валів стаціонарних дизельних двигунів і роторів електричних тягових двигунів);
- насоси і компресори (опори колінчастих валів поршневих компресорів і роторів гвинтових компресорів).

Особливий інтерес становляють розробки, що пов'язані з конструюванням, випробуванням й експлуатацією підшипників з поліамідними сепараторами для колісних пар залізничного рухомого складу.

Поліамідні сепаратори успішно працюють у підшипниках рухомого складу Австрійської державної залізниці (в моторвагонному поїзді Ет-4020, у вантажних вагонах для перевезення руди, у вагонах міжнародного експреса) та у рухомому складі Німецьких федеральних залізниць – міжміські пасажирські вагони, вагони Берлінської міської швидкісної дороги.

На вітчизняному залізничному транспорті роботи із використання поліамідних сепараторів, замість металевих, розпочали в середині 60-х років минулого століття. У процесі застосування металополіамідних сепараторів у циліндричних роликотпідшипниках буксових вузлів залізничних вагонів спостерігалися тріщини, відколи і відшаровування пластмаси від металевої арматури внаслідок недотримання умов сумісності деформацій полімеру та арматури. Було зафіксовано також повне руйнування металополіамідного сепаратора, через що їх випробування в буксах вагонів були припинені. Разом з цим у підшипниках з бездефектними металополіамідними сепараторами якість робочих поверхонь кілець і роликів була краща, ніж у типових підшипниках.

На разі в буксових вузлах з циліндричними роликотідишипниками пасажирських і вантажних вагонів Укрзалізниці, а також у російському рухомому складі (після ретельної перевірки) широко застосовують конструкцію масивного склополіамідного сепаратора вітчизняної конструкції. З часом на дорогах Укрзалізниці з'явилися альтернативні конструкції склополіамідних сепараторів, і деякі з них показані на рис. 10.1. Підшипники з поліамідними сепараторами успішно використовують в опорах тягових двигунів електровозів, які експлуатуються навіть у більш жорстких умовах, ніж опори колісних пар вагонів.



Рис. 10.1. Поліамідні сепаратори підшипників 30-42726 E2M (30-232726 E2M)

При випробуванні нових універсальних локомотивів Е-120 Німецької федеральної залізниці мотори двох одиниць рухомого складу були оснащені підшипниками з поліамідними сепараторами. Максимальна частота обертів підшипників становила 4000 хв^{-1} , що на 70 % перевищувало межу допустимої каталожної швидкості. Позитивні результати тривалих досліджень процесу експлуатації згаданих локомотивів остаточно забезпечили прийняття рішення про використання для опор тягових двигунів виключно роликотідишипників з поліамідними сепараторами.

У важкому машинобудуванні підшипники з поліамідними сепараторами знаходять обмежене застосування через те, що такі підшипники мають значні

габарити. Для таких надвеликогабаритних підшипників виготовляти поліамідні сепаратори масивної конструкції технічно й економічно недоцільно. Проте надвеликогабаритні підшипники з поліамідними сепараторами використовуються у стаціонарних механізмах передач, у вібраційних машинах та ін. Фірма SKF рекомендує виготовляти поліамідні сепаратори масивної конструкції для циліндричних роликотпідшипників з отвором, діаметр якого не перевищує 150 мм. Для надвеликогабаритних підшипників кочення з діаметром отвору аж до 1060 мм. рекомендується використовувати поліамідні сепаратори розрізної конструкції, наприклад, сегментної, а також сепаруючі елементи.

Технічний рівень поліамідних сепараторів визначається надійністю роботи, технологічністю виготовлення і монтажу їх у підшипник, а також універсальністю конструкції, тобто можливістю застосування для широкої номенклатури підшипників, що відрізняються типорозмірами, призначенням, умовами роботи, вантажністю та іншими експлуатаційними характеристиками.

У зв'язку з цим цікавим є досвід фірми SKF з дослідження, створення і широкого впровадження конструкції «стандартного» поліамідного сепаратора для великогабаритних підшипників з циліндричними роликами. Поняття «стандартний» сепаратор означає, що аналогічні за конструкцією сепаратори цілком працездатні не тільки для якогось певного типорозміру підшипника, а і для широкого класу великогабаритних циліндричних роликотпідшипників, що застосовуються на транспорті, в машинобудуванні, в будівельних машинах і механізмах. У конструкції такого сепаратора збалансовано співвідношення між товщиною перемичок і бічних кілець, що забезпечує їх добру відтворюваність у виробництві. Бічні кільця із зовнішніх сторін мають кишені, розміри яких у радіальному й осьовому напрямках становлять приблизно половину відповідно висоти і ширини кільця. Міцність сепаратора майже не змінюється при цьому, оскільки момент опору перерізу зменшується всього приблизно на 6 %. При такій конструкції сепаратора поліпшуються умови формування в процесі лиття і значно зменшується усадка матеріалу. Для надійного утримання роликів у гніздах сепаратора на перемичках виконано фіксуючі виступи, що здатні пружно дефо-

рмуватися. У результаті досліджень умов змащування деталей підшипника було винайдено найкращу геометричну форму виступів, яка дозволила поліпшити змащування деталей і досягти зниження робочих температур підшипника. Аналогічна конструкція поліамідного сепаратора для великогабаритних циліндричних роликотпідшипників розроблена фірмою FAG.

Стандартний поліамідний сепаратор конструкції фірми SKF для циліндричних роликотпідшипників порівняно з сепараторами, виготовленими з інших матеріалів, сприяє підвищенню протизадиркової здатності підшипника. Експерименти показали, що в підшипниках з масивним латунним сепаратором або сепараторами з листової сталі після припинення подачі мастила температура різко зростала і відбувалося раптове руйнування сепаратора. При цьому деталі сепаратора, зокрема зруйновані перемички, спричиняли блокування комплекту роликів з подальшим руйнуванням підшипника. Підшипник з поліамідним сепаратором поведився абсолютно інакше: блокування роликів не виникало. За відсутності мастила спочатку зростала температура підшипника і відбувалося приплавлення, а потім повне розплавлення перемичок і кілець сепаратора. Подальшого підйому температури підшипника не спостерігалось. Це можна пояснити тим, що розплавлений поліамід стає своєрідним змащувальним матеріалом і тим самим запобігає блокуванню роликів. Під час експерименту підшипники без мастила продовжували функціонувати протягом декількох годин практично як роликотпідшипники, що мають суцільне заповнення роликами, – аж доти, доки «змащувальний матеріал», тобто розплавлений поліамід, повністю не спрацював. Лише після цього відбувалось подальше підвищення температури і блокування комплекту роликів. Проте руйнування кілець не спостерігалось жодного разу.

У науково-технічній і патентній літературі значна частина конструкторських розробок сепараторів підшипників стосується так званих складених або розрізних сепараторів. Для забезпечення довговічності великогабаритного циліндричного роликотпідшипника запропоновано оригінальні конструкції розрізних сепараторів, що складаються з поліамідних сепаруючих елементів. Засто-

сування нових сепараторів дозволило підвищити вантажність підшипника за рахунок збільшення кількості тіл кочення. Геометричні параметри сепаруючих елементів розроблено таким чином, аби забезпечити найкращі умови змащування деталей підшипника, а також монтажу, демонтажу і ремонту.

З метою підвищення надійності підшипника удосконалюють конструкції поліамідного сепаратора у таких напрямках:

- збільшують кількість гнізд під тіла кочення для раціонального використання робочого перетину підшипника;
- виконують на елементах сепаратора канали, отвори, кишені для накопичення змащувального матеріалу й організовують його міграцію до поверхонь тертя;
- застосовують гнучкі фіксуючі елементи для виключення випадання тіл кочення з гнізд сепаратора.

Нижче розглянуто схему розробки вдосконаленої конструкції поліамідного масивного сепаратора, у якому реалізовано технічні рішення для двох перших вищезгаданих напрямів підвищення надійності підшипників.

10.2. СКЛАД І СТРУКТУРНІ ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЇ

Функціональне призначення сепараторів підшипників кочення полягає в запобіганні контакту тіл кочення між собою, утриманні їх на деякій відстані один від одного, а в окремих випадках, наприклад, у голчастих підшипниках, – у забезпеченні заданої орієнтації тіл кочення щодо осі обертання підшипника. Іноді сепаратори споряджені елементами утримання тіл кочення в підшипнику при знятому зовнішньому або внутрішньому кільці. Полімерні сепаратори додатково дозволяють вирішувати завдання з поліпшення умов змащування деталей підшипника, демпфірування динамічних навантажень між деталями підшипників, зменшення проковзування тіл кочення, зниження вібрації та шуму.

Усі згадані функції сепаратор виконує завдяки безлічі варіантів конструктивного виконання. Основні елементи конструкції полімерного сепаратора і

можливі варіанти їх технічної реалізації схематично показано на рис. 10.2.

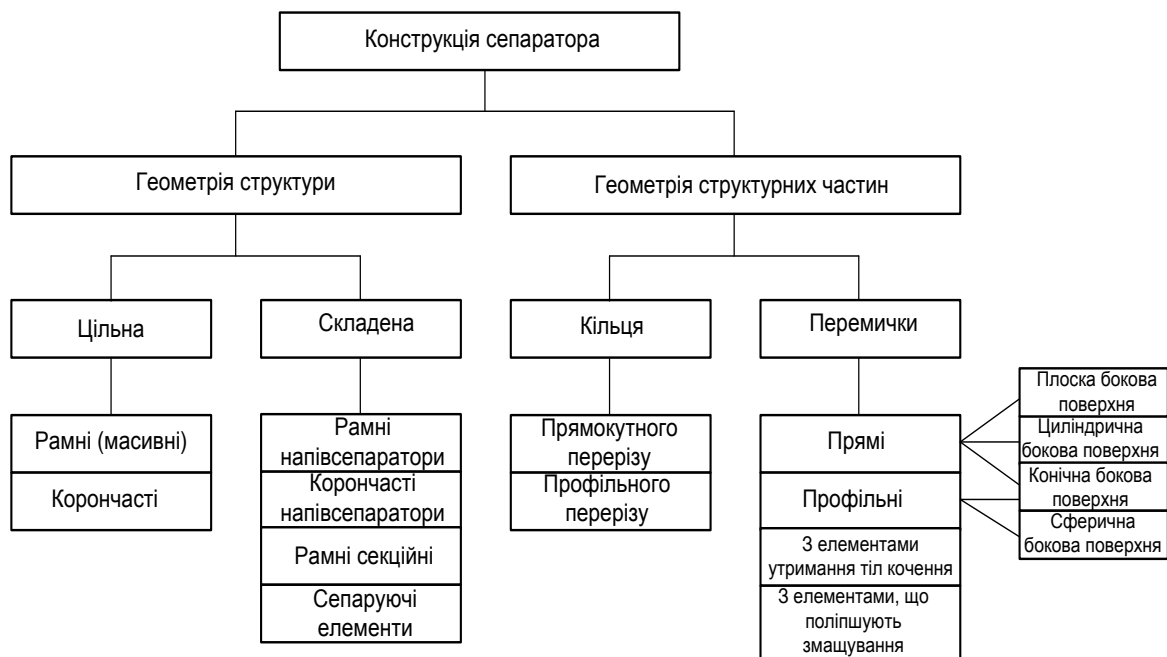


Рис. 10.2. Основні елементи конструкції полімерного сепаратора

Найбільш поширеним типом конструкції сепараторів підшипників кочення є рамна, або, інакше, масивна. Термін “масивна конструкція” було введено для металевих сепараторів, які виготовлялися виточуванням з прутків, труб або штучних заготовок. Термін “рамна конструкція” застосовується як до металевих, так і до полімерних сепараторів.

На відміну від корончастих конструкцій, рамна охоплює тіла кочення з усіх чотирьох сторін. Вибір конструкції сепаратора – рамної або корончастої – визначається будовою підшипника, умовами складання й експлуатації.

Рамні та корончасті напівсепаратори, а також рамні секційні сепаратори і сепаруючі елементи використовують у тих випадках, коли, по-перше, спостерігаються досить часті випадки руйнування цілісної рамної конструкції сепаратора підшипника під час експлуатації з негативними наслідками різного роду, і по-друге, якщо заміна цілісної рамної конструкції сепаратора на складену не обмежує швидкісний параметр підшипника. Складені конструкції сепаратора

доцільно використовувати для великогабаритних і надвеликогабаритних тихохідних підшипників кочення.

Поверхнями тертя сепаратора є поверхні гнізд, що дотичні з тілами кочення, а також базуючі поверхні кілець, що спираються на борти зовнішніх чи внутрішніх кілець підшипника. У випадку, якщо сепаратор базується по тілах кочення, його поверхнями тертя є циліндричні, конічні або сферичні поверхні перемичок. Плоскі бічні поверхні прямих перемичок служать для сприйняття навантажень з боку циліндричних роликів при centruванні сепаратора по бортах одного з кілець підшипника.

Кільця полімерних сепараторів частіше виконують профільного перерізу з метою більш якісного їх виготовлення і розміщення кишень для мастила. Кишені для мастила, а також різні елементи, що полегшують подачу мастила до поверхонь тертя деталей, можуть розташовуватися і на перемичках. У перемичках і кільцях полімерних сепараторів виконують канавки, пази, канали, отвори, що забезпечують додаткову подачу мастила до трибоспрямих деталей підшипника. Для підвищення надійності утримання тіл кочення в гніздах сепаратора на перемичках передбачають гнучкі фіксуючі елементи у вигляді виступів, упорів, пелюсток, лапок тощо.

Форма гнізда сепаратора часто відрізняється від форми тіла кочення. Наприклад, форма гнізд сепаратора деяких кулькових підшипників часто має овальні поглиблення за напрямом обертання для поліпшення змащування і підвищення стійкості руху сепаратора; форму гнізда сепаратора циліндричного роликпідшипника іноді виконують так, щоб ролик при перекосах, що допускаються радіальним та осьовим зазорами підшипника, не торкався кутів гнізда сепаратора. Для підвищення плавності роботи і зниження вібрації та шуму деяких підшипників передбачають незначну шахматність розташування гнізд сепаратора.

Серед усіх відомих основних елементів конструкції сепаратора найменше досліджено вплив тих елементів, що поліпшують змащування деталей підшипника. На разі не створено не тільки теоретичних моделей конструктивного ви-

конання подібних елементів сепаратора, але й не проведено достатньо об'єктивних експериментальних досліджень. Окремі результати випробувань підшипників з елементами сепараторів, що поліпшують змащування деталей, приводяться в описах патентів з метою лише підтвердження ефективності запропонованих технічних рішень без усебічного експериментального і теоретично обґрунтованого аналізу вибору їх конструкції.

У розд. 9 показано, що сепаратор – це підсистема системи «підшипник кочення», і тому склад підсистеми «масивний полімерний сепаратор» з позначеннями основних частин та їх функцій може бути поданий у вигляді табл. 10.1.

Таблиця 10.1

Елементи	Позначення	Функція
Кільця сепаратора	K_c	Утримання перемичок на однаковій відстані F_p
Елементи кілець (кишені для мастила, канали, отвори, пази)	E_k	Поліпшують змащування центруючих бортів кілець F_{3M}^k , змащування торців циліндричних і конічних роликів F_{3M}^p
Перемички сепаратора	P_c	Ізолюють тіла кочення від взаємного контакту F_n
Елементи перемичок (поглиблення, канавки, профільні виступи)	E_p	Поліпшують змащування поверхонь тіл кочення і бігових доріжок кілець F_{3M}^n , підвищують надійність утримання тіл кочення у гніздах F_{TK}

З урахуванням даних табл. 10.1 функціональна модель зони радіального навантаження підшипника з масивним полімерним сепаратором показана на рис. 10.3.

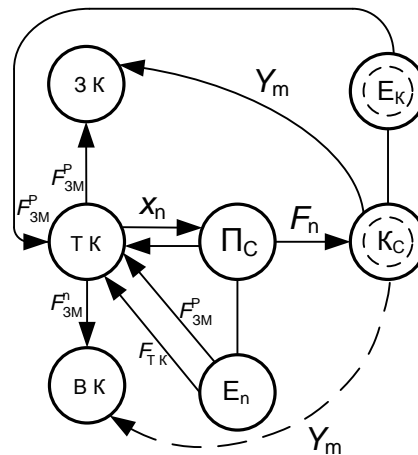


Рис. 10.3. Функціональна модель зони радіального навантаження підшипника з масивним полімерним сепаратором

Вхідні X_n і вихідні Y_m , сигнали в моделі (рис. 10.3) розглядаються як результати механічної взаємодії деталей підшипника, оскільки саме сили визначають працездатність сепаратора. У зв'язку з цим X_n , Y_m – це імпульсні випадкові функції: X_n – навантаження тілами кочення перемичок, Y_m – реактивні навантаження з боку базуючих бортів кілець (для випадків, коли сепаратор спирається на борти кілець). Функціонування підшипника з поліамідним сепаратором, що поліпшує змащування деталей, у зоні його радіального навантаження можна уявити як взаємодію елементів конструкції сепаратора з деталями. Тіла кочення (ТК) в результаті взаємодії із зовнішнім (ЗК) і внутрішнім (ВК) кільцями підшипника натискають зусиллями X_n на перемички сепаратора (Пс). При цьому з'являються як активні сили натискування, що переміщують сепаратор, так і реактивні сили натискування, що гальмують його переміщення. Перемички, утримуючи тіла кочення від взаємодії одне з одним, передають навантаження на кільця сепаратора (Кс). Геометрична сума сил взаємодій тіл кочення з перемичками утворює результуючу силу Y_m , що діє з боку кілець сепаратора на базуючі поверхні бортів кілець (зовнішнього чи внутрішнього) підшипника. Елементи перемичок, які поліпшують змащування тіл кочення, переносять мастило і на доріжки кочення кілець. Елементи кілець сепаратора, наприклад, роликотпідшипників, що поліпшують змащування торців роликів, переносять мас-

тило і на внутрішні торцеві поверхні бортів кілець підшипників. Деякі сепаратори, наприклад секційної конструкції чи сепаруючі елементи, не мають кілець, а отже, і відповідних елементів. Натепер функціонування елементів конструкції сепаратора, що поліпшують змащування деталей підшипника, майже не досліджено.

З урахуванням зазначеного процес розробки конструкторської документації вдосконаленого полімерного сепаратора може бути поданий у вигляді схеми (рис.10.4).

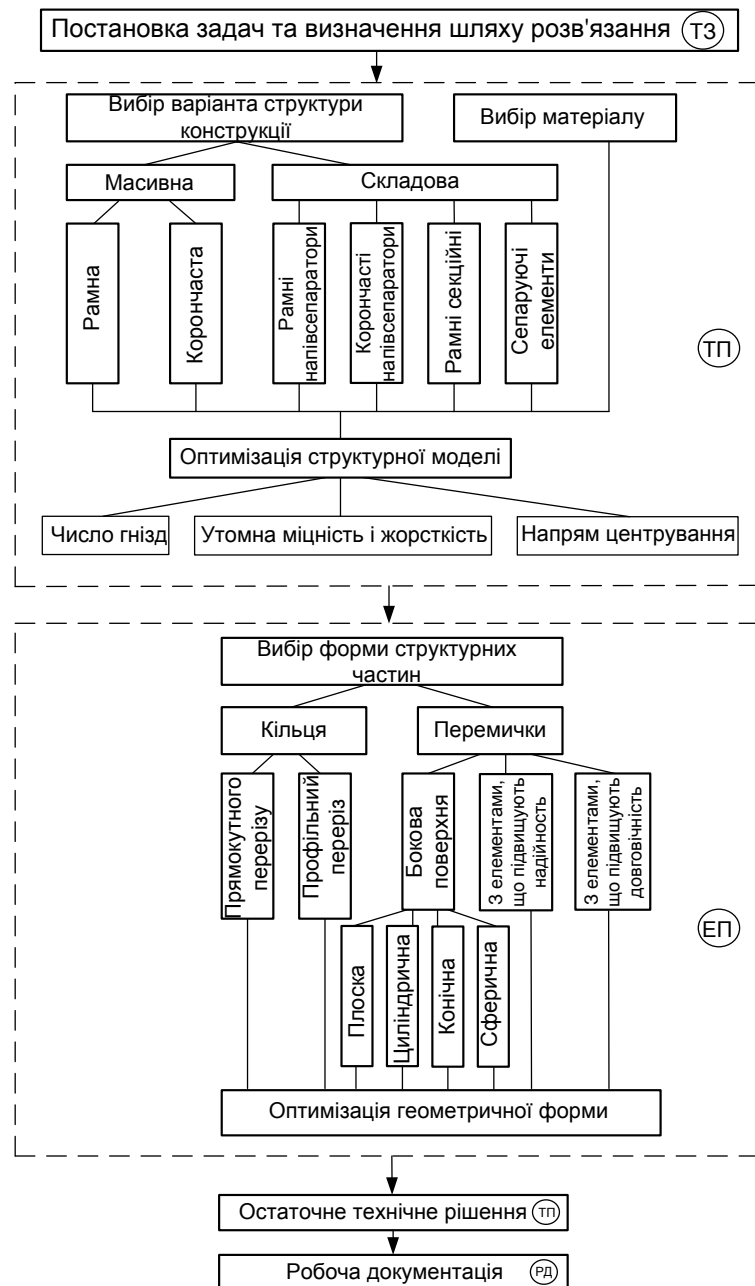


Рис.10.4. Схема розробки вдосконаленого поліамідного сепаратора підшипників кочення

Підшипники кочення проектують за внутрішньовідомчою документацією з додержанням відповідних стандартів. Основні розміри підшипників повинні відповідати ГОСТ 3478-79; допустимі відхилення основних розмірів, шорсткість поверхні, матеріал деталі, твердість – ДСТУ 520-2003; внутрішні зазори – ГОСТ 24810-81. Проектування масивних сепараторів зводять до вибору їх геометричних параметрів за емпіричними формулами, таблицями, графіками. До геометричних параметрів відносять діаметри кілець, ширину сепаратора, розміри гнізд під тіла кочення, відстань між гніздами, зазори між бортами центруючого кільця та сепаратора, зазори в гніздах сепаратора.

При проектуванні полімерних сепараторів додатково, крім згаданих параметрів, визначають напружено-деформований стан матеріалу конструкції сепаратора, достовірність значення якого залежить від знання сил, що діють на сепаратор у процесі функціонування підшипника. Отже, однією з основних проблем при проектуванні полімерних сепараторів є необхідність знати реальну кінематику та динаміку підшипників кочення.

Специфіка будови та функціонування підшипника кочення як трибологічної системи зумовлює те, що вивчення його кінематики та динаміки базується на експериментальних даних та досвіді експлуатації. Тому нижче подано огляд, перш за все, експериментальних робіт з кінематики сепаратора та дослідження сил, що діють на сепаратор, а потім розглянуто основні теоретичні публікації з моделювання умов роботи підшипників та навантаження конструкцій сепараторів.

10.3. КІНЕМАТИКА СЕПАРАТОРА

У навчальній та довідниковій літературі з курсу «Деталі машин» підшипник кочення розглядається як планетарний механізм. Внутрішнє кільце, що обертається, приміром, вважається за сонячну шестерню, сепаратор – це водило, тіла кочення – сателіти, а зовнішнє (нерухоме) кільце – зубчастий вінець, по

якому переміщуються сателіти. Таке спрощене уявлення про підшипник кочення дозволяє зробити важливі висновки про його кінематику. З плану швидкостей, наприклад, у випадку обертання внутрішнього кільця можна отримати вираз

$$\omega_c = \frac{\omega_B \cdot d_B}{2(d_B + d_w)} \approx \frac{\omega_B}{2}, \quad (10.1)$$

де ω_c – кутова швидкість сепаратора; ω_B – кутова швидкість внутрішнього кільця; d_B – діаметр доріжки кочення; d_w – діаметр тіла кочення.

Аналіз виразу (10.1) показує, що напрями обертання сепаратора та внутрішнього кільця збігаються, однак значення їх швидкостей обертання відрізняються майже вдвічі. При цьому кутова швидкість сепаратора залежить від діаметра тіла кочення: чим більше діаметр тіла кочення при незмінних інших параметрах, тим менше швидкість сепаратора. Останній висновок свідчить про те, що різнорозмірність тіл кочення за діаметром (у межах допустимих значень в комплекті підшипника) під час роботи призводить до відставання від сепаратора більших тіл кочення та набігання на нього менших. У результаті між сепаратором та тілами кочення з'являються сили взаємодії і, як наслідок, виникають підвищені сили тертя. Однак у реальних підшипниках існують різні зазори для забезпечення нормальної роботи їх деталей, які суттєво змінюють кінематику. Однозначного тлумачення закономірностей руху деталей реального підшипника з урахуванням існуючих зазорів, контактних деформацій, перекосів кілець і тіл кочення, допусків на виготовлення деталей, похибок складання підшипникових вузлів на разі не існує.

При експериментальних дослідженнях кінематики підшипників застосовувались: швидкісна кінозйомка; стробоскопіювання; складання імпульсів обертів; нанесення фотопружних покриттів; тензометрія; намагнічування тіл кочення; реєстрація електричних імпульсів; використання індукційних датчиків, лазерного анемометра, ролика з колектором.

Встановлено, що кінематика сепаратора і тіл кочення залежить від режиму функціонування підшипника. Основними факторами, що впливають на

функціонування підшипника, треба вважати навантаження, швидкість обертання, змащування, стан навколишнього середовища.

Навантаження підшипників слід розрізняти: за напрямом дії сили (радіальна, осьова, комбінована); за значенням сили (мала, велика); за характером зміни сили (статична, динамічна). Швидкості обертання підшипників відрізняються: за значенням швидкості (мала, велика); за характером зміни швидкості (незмінна, змінна). Змащування підшипників характеризують за типом мастильного матеріалу і способом організації його подачі до поверхонь тертя деталей. Стан навколишнього середовища визначається температурою, забрудненістю, агресивністю, тиском тощо.

Дотепер вплив факторів функціонування підшипників та їх параметрів на кінематику деталей вивчено недостатньо. Тому деякі дослідники вважають, що частина тіл кочення переміщує сепаратор, а інша загальмовує його рух; інші – в працюючому підшипнику виділяють три групи тіл кочення (рис. 10.4).

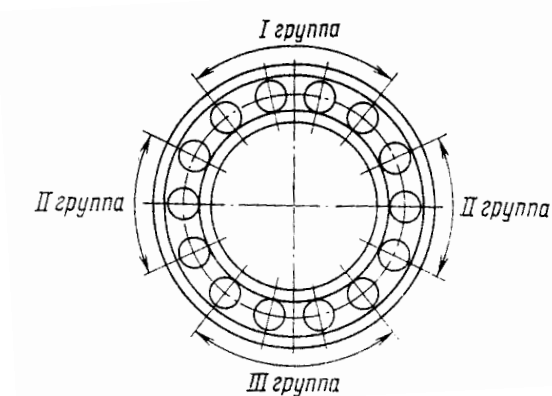


Рис. 10.4. Схема розміщення груп тіл кочення в підшипнику, що обертається і навантажений радіальною силою

Тіла кочення першої групи, які навантажені радіальною силою, не передають навантаження на сепаратор. Тіла кочення другої групи, які розташовані з обох сторін горизонтального діаметра, безпосередньо навантажують сепаратор. Тіла кочення третьої групи, які знаходяться внизу підшипника, не сприймають радіального навантаження на підшипник і не навантажують сепаратор.

Рух сепаратора, а отже, і режим змащування деталей суттєво залежать від навантаження підшипника. Наприклад, особливістю експлуатації кулькових підшипників гіромоторів є легке їх навантаження в середньому діапазоні температур при абсолютному мінімумі мастильного матеріалу. Рух сепаратора таких підшипників, як установлено, частіше має хаотичний вихровий характер в умовах відсутності постійного контакту з базуючим кільцем. При цьому спостерігаються гучні нерегулярні звуки та різкі й сильні зміни моменту опору обертання. Вихровий рух сепаратора кулькового підшипника нагадує нестабільний режим руху цапфи гідродинамічного підшипника ковзання, який називають «вихренням» в умовах сухого тертя. Однак у кулькових підшипниках цей рух носить дещо складніший характер, оскільки сепаратор послідовно вступає в контакт з кожною кулькою в процесі руху відносно базуючого кільця.

Зовсім інший характер руху сепаратора спостерігається в підшипниках, навантажених значними радіальними силами або одночасно значними радіальними та осьовими силами (комбіноване навантаження). Рух сепаратора і тіл кочення носить упорядкований характер; останні по черзі змінюють свої функції: ведені тіла кочення стають ведучими, ведучі – веденими і т. д. Наочне зображення процесу перетворення веденого тіла кочення у ведуче (сепаратор), отримане за допомогою швидкісної кінозйомки працюючого підшипника. У момент входу тіла кочення в зону навантаження підшипника воно розташоване біля задньої за ходом обертання перемичкою сепаратора. При переміщенні до центру зони навантаження підшипника тіло кочення відходить від задньої перемички сепаратора і займає середнє положення в гнізді, не торкаючись перемичок. На виході з зони навантаження тіло кочення наздоганяє передню перемичку і торкається її. Аналіз кадрів кінозйомки показує, що при незмінних умовах експерименту картина взаємодії тіл кочення з перемичками сепаратора повторюється.

Нижче аналізується кінематика підшипників важких режимів навантаження на прикладі підшипників опор колісних пар залізничних вагонів. Це найбільш масові підшипники й одночасно дуже зручні для експериментальних до-

сліджень, оскільки мають порівняно великі габаритні розміри при досить низькій частоті обертання, що не перевищує $0,5n_{\text{гран}}$.

Характерною особливістю кінематики циліндричних роликів підшипників опор колісних пар вагонів є рух роликів з поворотом (перекосом) осі як у дотичній, так і в нормальній площинах до доріжок кочення кілець (рис. 10.5, а також див. рис. 3.6).

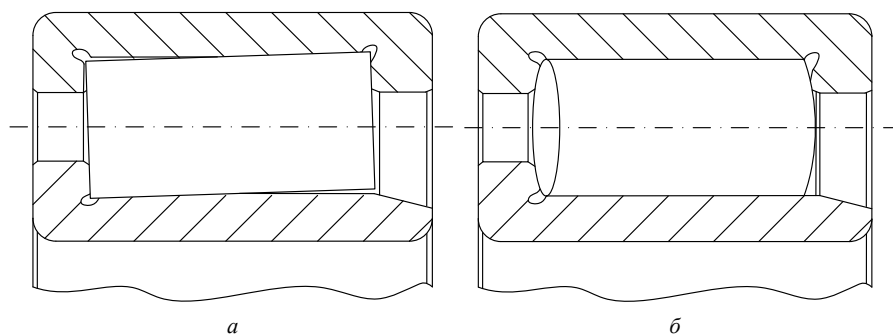


Рис. 10.5. Поворот ролика в нормальній (а) і дотичній (б) площинах до доріжок кочення кілець

Можливість перекосу роликів у дотичній та нормальній площині до доріжок кочення кілець у зоні радіального навантаження підшипника експериментально доведена. Відзначено, що з підвищенням швидкості руху вагона кут повороту роликів у дотичній площині практично не змінюється; внаслідок збільшення осьового зазору в підшипнику зростає кут повороту ролика незалежно від значення радіального навантаження. Показано, що рух роликів з модифікованим профілем (бомбіною) не відрізняється від руху звичайних циліндричних роликів без бомбіни. Торці роликів при їх повороті контактують з бортом не всією своєю площиною, а знаходяться щодо нього під деяким кутом. У такому разі під дією осьових сил у контакті “борт кільця – торець ролика” виникають високі питомі навантаження, які різко зростають, якщо борт кільця має піднутрення (кут між доріжкою кочення і торцевою поверхнею борта менший 90°). У цьому випадку контакт стає подібним до схеми різання, де як різець з гострим кутом різання виступає борт кільця. Сполучення великого питомого

тиску з високою швидкістю відносного переміщення при проковзуванні поверхонь тертя деталей, що виготовлені з одного металу, створює умови для заїдання та схоплювання. Шар мастила перестає розділяти поверхні тертя, і результатами цих процесів можуть бути, в кращому випадку, незначні задирки торцевих поверхонь, а в гіршому – тріщини бортів, які в подальшому можуть призвести до виникнення відколків металу, потрапляння їх між тілами кочення і руйнування всього підшипника.

Звичайні перекоси кілець, що призводять до перекосів роликів у нормальній площині, малі, але при більших перекосах може статися так, що один з країв ролика вийде з контакту з доріжками кочення кілець і не сприйматиме радіальну силу. Однак будь-які перекоси викликають нерівномірний розподіл навантаження вздовж циліндричних тіл кочення, а також концентрацію контактних напружень на одному з країв роликів і доріжки кочення. У результаті місцевих перенапружень у працюючому підшипнику виникає прискорений розвиток утомних пошкоджень, унаслідок чого довговічність підшипника різко знижується.

В циліндричних роликопідшипниках опор колісних пар вагонів на більшій частині зони навантаження, за винятком її ділянок входу та виходу при швидкостях до 1000 хв^{-1} , обертання роликів близьке до епіциклічного (рівномірного), тобто до теоретичного без проковзування. Однак на ділянках входу та виходу роликів із зони навантаження підшипника виникають їх проковзування, з яким пов'язується відставання сепаратора. З підвищенням швидкості руху і зменшенням навантаження на підшипник кутовий розмір зони проковзування роликів збільшується (рис. 10.6).

При одночасній дії радіальної та осьової сил рух ролика в межах зони радіального навантаження не змінюється, оскільки сили тертя в місцях контакту роликів з доріжками кочення кілець перевищують сили тертя торців роликів з бортами кілець (рис. 10.7).

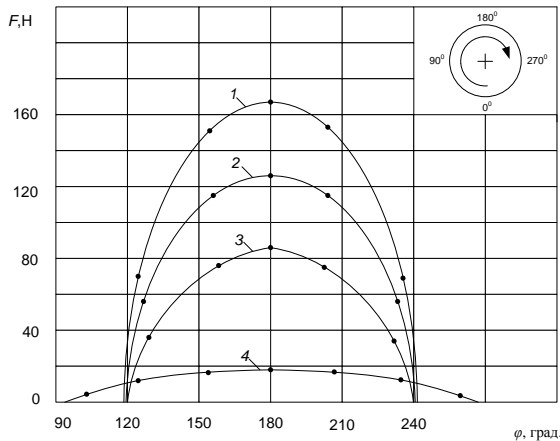


Рис. 10.6. Залежність значень кутів проковзування роликів у підшипнику від навантаження та швидкості обертання: 1, 2, 3 – частота обертання відповідно 400, 700, 1000 хв⁻¹

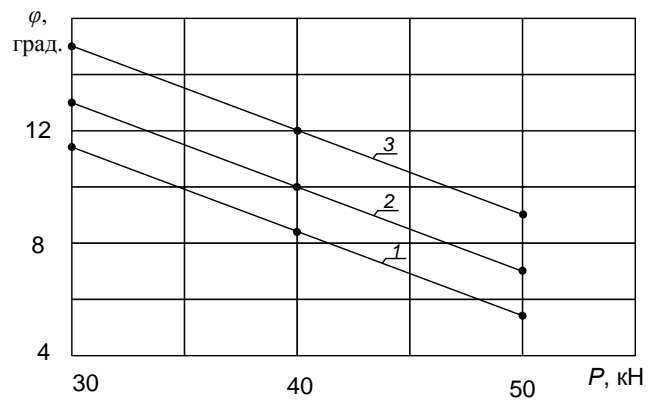


Рис. 10.7. Зміна сил тертя роликів по доріжках кочення кілець (1, 2, 3) і з бортом внутрішнього кільця (4): 1, 2, 3 – радіальні навантаження відповідно 50; 40; 30 кН; 4 – осьове навантаження 10 кН

Ефект відставання сепаратора від роликів збільшується з підвищенням частоти обертання підшипника й, особливо, із зростанням осьового навантаження. Значення фактичного відставання сепаратора від роликів у межах зони навантаження підшипника оцінюється такими виразами:

$$B_c = \left[\left(\frac{t_{c.ф} / t_{c.т}}{t_{p.ф} / t_{p.т}} \right) - 1 \right] \cdot 100\%, \quad (10.2)$$

де $t_{p.ф}$, $t_{c.ф}$ – фактичний термін оберту відповідно ролика і сепаратора в зоні навантаження підшипника; $t_{p.т}$, $t_{c.т}$ – теоретичний термін оберту відповідно ролика і сепаратора в зоні навантаження підшипника;

$$B_c = \left(1 - \frac{\omega_{c.ф}}{\omega_{p.т}} \right) \cdot 100\%, \quad (10.3)$$

де $\omega_{c.ф}$ – фактична швидкість сепаратора; $\omega_{p.т}$ – теоретична швидкість роликів у зоні навантаження підшипника.

На рух сепаратора циліндричних роликотіпідшипників важких режимів експлуатації суттєво впливає боковий зазор в гніздах, однак механізм зміни кі-

нематики сепаратора дотепер був невідомий. Запропонована схема взаємодії тіл кочення з перемичками сепаратора в зоні навантаження підшипника, яка пояснює, яким чином ролик з «веденого» перетворюється у «ведучий», подана на рис. 10.8.

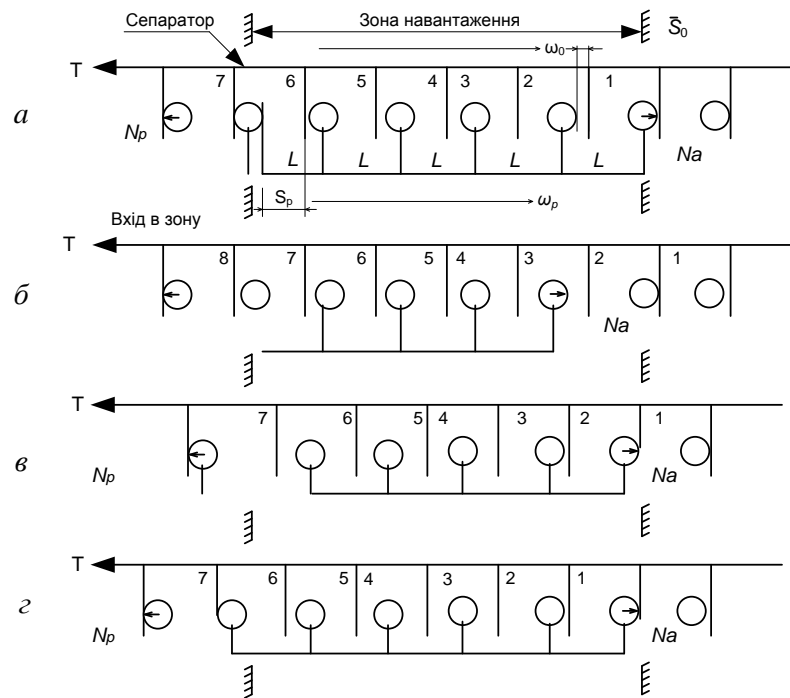


Рис. 10.8. Схема взаємодії тіл кочення з перемичками сепаратора

У початковому положенні (рис. 10.8, а) ролики з номерами, які є більшими, наприклад, шести, створюють опір руху сепаратора. Ведучим є ролик 1, а наступний за ним ролик 2 відстає від своєї передньої перемички на величину \bar{S}_0 , яка визначається виразом

$$\bar{S}_0 = \frac{S_0}{Z_{3.н} - 1}, \quad (10.4)$$

де $Z_{3.н}$ – число роликів у зоні навантаження підшипника; S_0 – боковий зазор у гніздах сепаратора, який визначається різницею відстані між перемичками та діаметром ролика.

Ролик 3 відстає від своєї передньої перемички вже на величину $2\bar{S}_0$ і т.д. Ролик 6, який входить у зону навантаження знаходиться на відстані S_0 від своєї передньої перемички.

У наступному положенні (рис. 10.8, б) ролики 1...6 унаслідок обертання внутрішнього кільця змістилися вправо на відстань ΔS , і ролик 1 вийшов із зони навантаження, втративши свої тягові властивості через відсутність необхідного зчеплення з робочими поверхнями кілець. У цей момент сепаратор уповільнив свій рух, утворилася «пауза» на час, доки ролик 2, подолавши відстань \bar{S}_0 , не торкнеться своєї передньої перемички. З цього моменту він стає тяговим – переміщує сепаратор з кутовою швидкістю ω_{\max} , що ілюструється положенням роликів на рис. 10.8, в. Рухаючись разом із сепаратором, тяговий ролик доходить до межі зони навантаження (рис. 10.8, г), після чого весь цикл повторюється. Аналіз механізму передачі руху від тіл кочення до сепаратора дозволив установити залежність швидкості сепаратора від деяких параметрів підшипника:

$$\omega_c = \omega_{p.t} \left(1 - \frac{2S_0}{D_0 \cdot \Psi} \right). \quad (10.5)$$

З (10.5) видно, що зменшення кутової швидкості сепаратора ω_c порівняно зі швидкістю тіл кочення $\omega_{p.t}$ у зоні навантаження підшипника тим відчутніше, чим більший боковий зазор S_0 у гнізді сепаратора та менші кутовий розмір Ψ зони радіального навантаження і діаметр D_0 кола центрів роликів.

10.4. СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА СЕПАРАТОР

Сили, що діють на сепаратор, вимірюють за допомогою тензометрів, поляризаційно-оптичним методом та за допомогою спеціальних призм. Найбільше використання набув метод електротензометрії.

Труднощі експериментального визначення сил взаємодії сепаратора з деталями підшипника кочення полягають у тому, що частота обертання сепаратора не збігається з частотою обертання вала чи одного з кілець. Тому у експериментальних дослідженнях кінематики та динаміки сепараторів підшипників переважно використовують ртутний струмознімач.

Для вимірювання сил взаємодії сепаратора з тілами кочення виконують механічне дороблення однієї чи двох перемичок, а для вимірювання сил взаємодії сепаратора з базуючим кільцем застосовують дороблення кільця сепаратора чи борта базуючого кільця підшипника з метою отримання тензоперетворювачів.

Навантаження сепаратора збільшується, якщо на підшипник діють одночасно радіальна та осьова сили й особливо, в умовах перекосу кілець. Вплив перекосу кілець на навантаження сепаратора досліджувалось експериментально як для кулькових підшипників, так і для циліндричних роликотпідшипників. Сили, які діють на сепаратор у тихохідних підшипниках з радіальним та осьовим навантаженням, що призводять до перекосу кілець, зумовлені різницею шляхів, пройдених кулькою та сепаратором. Ці сили в кулькових підшипниках зрівнюються дотичними навантаженнями в місцях контакту кульок з доріжками кочення, і тому не перевищують сил тертя ковзання кульки відносно доріжки кочення. Крім того, ця сила залежить від жорсткості сепаратора. Набігання кульок на сепаратор у підшипниках, що працюють з перекосом, компенсуються не тільки зазорами кульок у гніздах, але й зазором «плавання» сепаратора. Із залежності напружень у сепараторі від кутового перекосу кілець (рис. 10.9) видно, що, починаючи з деякого значення кута перекосу дослідного підшипника, різко зростає амплітуда напружень.

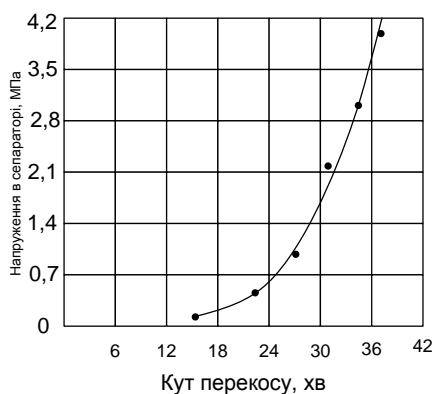


Рис. 10.9. Залежність напружень у сепараторі від перекосу кілець підшипника

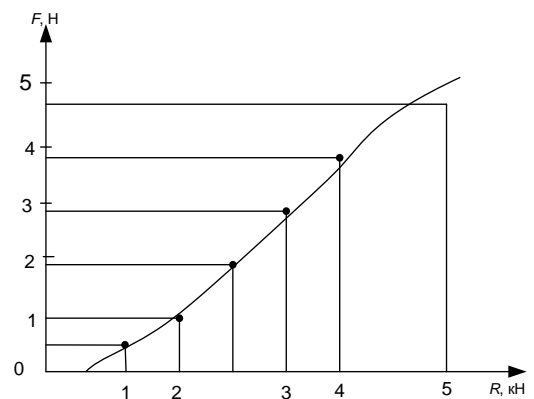


Рис. 10.10. Залежність сили взаємодії F кульки і сепаратора від зовнішнього радіального навантаження R підшипника

Залежність між силою взаємодії кульки і сепаратора від зовнішнього радіального навантаження підшипника (рис. 10.10) близька до лінійної, а максимальна сила дії на сепаратор з боку кульки становить приблизно 0,1 % від значення радіального навантаження підшипника.

У дослідженнях з визначення сил взаємодії між деталями в циліндричних роликотпідшипниках опор колісних пар вагонів відзначають вплив маси ролика, різниці швидкостей руху роликів, маси сепаратора, розміру радіального зазору підшипника, сили й частоти ударів на стиках рельсів та нерівностей залізничної колії, розгону та гальмування поїзду. Стеновими дослідженнями встановлено, що в момент входження ролика з ненавантаженої зони підшипника в навантажену, коли його швидкість є нижчою від розрахункової, виникає силова взаємодія ролика і «транспортувальної» (задньої за рухом) перемички сепаратора. Ролик, який виходить з навантаженої зони підшипника, має велику швидкість, долає через сепаратор опір ролика, що входить у зону радіального навантаження підшипника, і навантажує передню за рухом перемичку. З урахуванням зазначеного запропонована схема навантаження сепаратора (рис. 10.11).

Сили, що діють на перемички сепаратора як на вході в зону навантаження, так і на виході з неї, при мінімально допустимому боковому зазорі у гніздах зростають зі збільшенням частоти обертання n та осьового навантаження Q . Наприклад, при $S_0 = 0,4$ мм, $n = 937 \text{ хв}^{-1}$, $Q = 15 \text{ кН}$ сили, що діють на перемички сепаратора, досягають середнього значення 380 Н. При $S_0 = 0,7$ мм сили взаємодії роликів з перемичками суттєво зменшуються до 60...120 Н. До того ж, при $S_0 = 0,7$ мм. зона дії сил ролика на перемички сепаратора становить приблизно 100° за кутом повороту; при $S_0 = 0,7$ мм. – приблизно 30° , тобто тривалість дії сил скорочується майже втричі, що зменшує силу тиску на опорну поверхню бортів центруючого кільця. Саме цей факт ілюструє рис. 10.12, де видно, що на сепаратори зі збільшеними боковими зазорами в гніздах діють майже в п'ять разів менші сумарні навантаження.

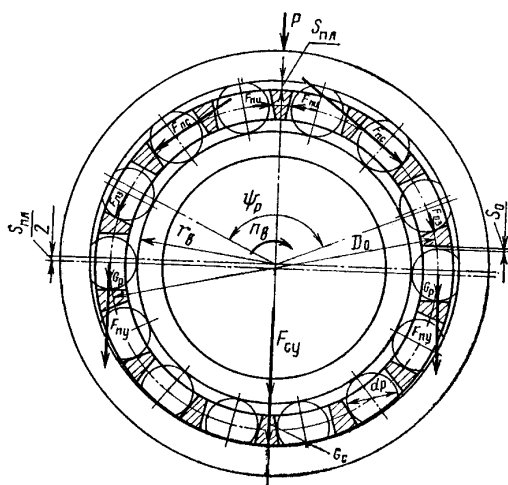


Рис. 10.11. Сили, що діють на сепаратор роликopідшипника опорних вузлів колісних пар вагонів

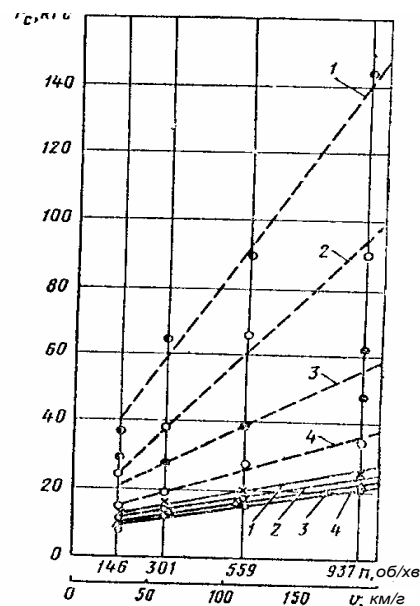


Рис. 10.12. Залежність сил взаємодії сепаратора і базуючого кільця підшипника від швидкості обертання, навантаження і зазорів: 1, 2, 3, 4 (штрихові) – для $S_0 = 0,4$ мм; 1, 2, 3, 4 (суцільні) – для $S_0 = 0,7$ мм (1, 2, 3 – при осьових силах відповідно становлять 15, 10, 5 кН; 4 – за відсутності осьових сил)

За результатами обробки експериментального дослідження динамічних процесів силової взаємодії латунного сепаратора з деталями роликopідшипника опор колісних пар вагонів, отриманих при моделюванні умов їх експлуатації, побудована епюра зміни сил за один оберт сепаратора (рис. 10.13).

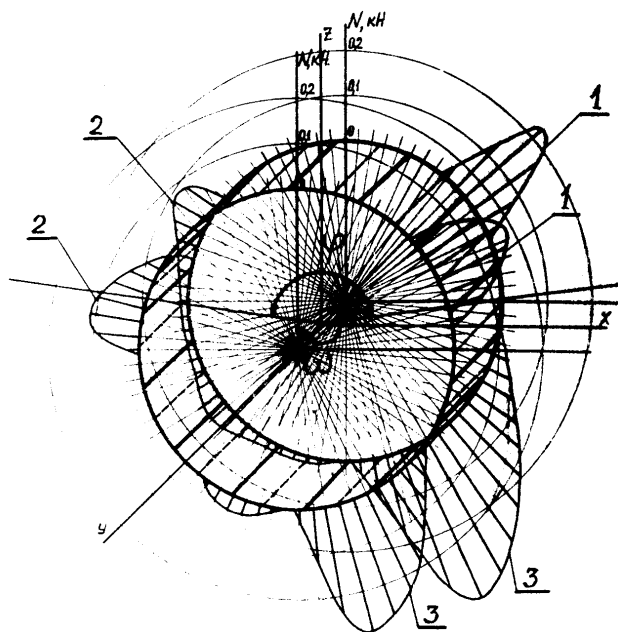


Рис. 10.13. Діаграма зміни сил взаємодії деталей роликотпідшипника опор колісних пар вагонів за один оберт сепаратора

Неоднакове за значенням навантаження перемичок з боків кілець сепаратора показує, що ролики рухаються з певним перекосом до доріжки кочення внутрішнього кільця підшипника у дотичній площині.

Тензоперетворювачі на перемичках зазнають різної деформації від взаємодії з роликом незалежно від його кутового положення в зоні навантаження підшипника. Епюри взаємодії перемички з набігаючим роликом мають протяжність за кутом повороту підшипника $25^{\circ}\dots40^{\circ}$ з розташуванням максимуму в центральних частинах. Така протяжність зумовлює знаходження в зоні взаємодії набігаючого ролика з сепаратором одного-двох роликів (для підшипника, що має 14 роликів). При цьому функцію ведучого сепаратор повною мірою виконує один ролик. Взаємодія сепаратора з відстаючими (гальмівними) роликами здійснюється задніми за ходом руху перемичками і триває для модельованого режиму навантаження підшипника $120^{\circ}\dots150^{\circ}$ з різним значенням сил взаємодії. Характерно, що зі збільшенням осьової сили (за незмінних інших умов) різко зменшується розмір зони дії відстаючих роликів майже до $25^{\circ}\dots40^{\circ}$ з локалізацією максимуму в околі входу роликів у зону навантаження підшипника. Отже, розмір зони відстаючих роликів, що гальмують переміщення сепаратора, визначається співвідношенням значень радіальної та осьової сил, що діють на підшипник.

Опорні поверхні кілець сепаратора витримують різні за значенням та тривалістю дії навантаження. Розмір дуги, на якій спостерігається взаємодія сепаратора з центруючими бортами кільця, становить 20...30 % від довжини кола сепаратора за один цикл його навантаження. Для модельованого режиму експлуатації підшипника значення і тривалість дії сил на одне з кілець сепаратора перевищує аналогічні параметри сил на другому кільці відповідно на 10...20 % та 5...7 %. Найбільше навантаження з боку сепаратора виникає на неробочому борті центруючого кільця підшипника. Цей факт підтверджується даними обстеження великої кількості (більше 300 шт.) роликотпідшипників опор колісних

пар, що були зняті з експлуатації через підвищений знос чи втомне пошкодження деталей. На центруючих поверхнях бортів зовнішніх кілець цих підшипників спостерігався різний за значенням знос: більший на неробочому борті, а у пошкоджених сепараторів кількість утомних тріщин на одному з кілець завжди була більшою, ніж на другому. Характер зміни епюр тиску сепаратора на борти зовнішнього кільця має несиметричну форму відносно їх максимумів: епюри похилі на початку взаємодії і круті – в кінці.

Більшість теоретичних досліджень динаміки підшипників присвячено кульковим підшипникам та високошвидкісним роликотпідшипникам; менше теоретичних робіт стосується циліндричних роликотпідшипників важких режимів експлуатації, зокрема, колісних пар рухомого залізничного транспорту.

Більшість динамічних моделей підшипників кочення базується на площинній схемі взаємодії одного тіла кочення з фрагментом сепаратора і застосовується для вирішення окремих питань, що пов'язані з визначенням руху чи навантажень між деталями. Такий підхід, на нашу думку, пояснюється трьома причинами. По-перше, сепаратор взаємодіє з комплектом тіл кочення, рух яких жодним чином не заданий, оскільки не відома реальна кінематика. По-друге, через наявність зазорів на переміщення сепаратора не накладено жодних жорстких зв'язків, що не дозволяє навіть узагалі зробити якісь припущення про його рух. По-третє, відсутнє розуміння того, який режим тертя реалізується між сепаратором і тілами кочення, сепаратором і центруючим його кільцем.

Комп'ютерні динамічні моделі підшипників кочення базуються на використанні класичних диференціальних рівнянь теоретичної механіки та гідродинамічної теорії змащування. Вони корисні з погляду розуміння складного взаємного зв'язку між геометричними параметрами деталей підшипника, фрикційними характеристиками та умовами їх роботи. Разом з тим такі моделі не дають можливості з'ясувати механізм спрацювання конкретної деталі, оскільки невідомі сили взаємодії всіх деталей.

Як ілюстрацію до вирішення різноманітних питань динаміки підшипника нижче наведено деякі моделі взаємодії деталей кулькових і роликових підшипників.

На рис. 10.14 показана модель взаємодії кульки з елементом сепаратора.

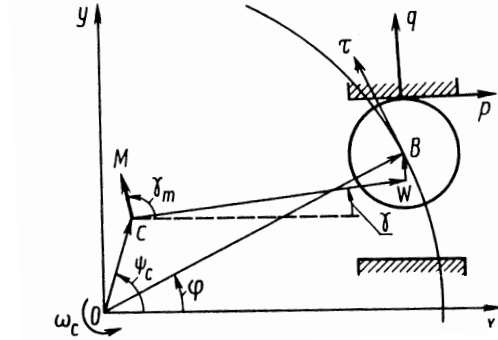


Рис. 10.14. Модель взаємодії кульки з елементом сепаратора

Якщо припустити, що на сепаратор не діють ніякі інерційні сили, окрім відцентрової, то рівняння його руху – це векторні рівняння рівноваги:

$$\sum_{j=1}^z \overline{F_j} + \overline{P_W} + \overline{P_B} = 0, \quad (10.6)$$

$$\sum_{j=1}^z [(\overline{r_{kj}} - \overline{\Delta}) \cdot \overline{F_j}] + [\overline{d_m} \cdot \overline{P_W}] + \overline{e_z} \cdot \overline{M_B} = 0, \quad (10.7)$$

де $\overline{F_j}$ – сила, що діє на сепаратор з боку кульки; $\overline{P_W}$ – відцентрована сила, $\overline{P_W} = (\overline{\Delta} + \overline{d_m}) m_s \cdot \psi_c^2$ (тут m_s – маса сепаратора); $\overline{\Delta}$ – радіальний зазор; P_B – сила, що діє з боку центруючого кільця, $P_B = P'_B \cdot \overline{e_\Delta} - K \cdot P'_B \cdot \overline{e_\psi}$ (тут $\overline{e_\Delta} = \overline{e_x} \cdot \cos \psi_c + \overline{e_y} \cdot \sin \psi_c$; $\overline{e_\psi} = -\overline{e_x} \cdot \sin \psi_c + \overline{e_y} \cdot \cos \psi_c$; $\overline{e_x}, \overline{e_y}, \overline{e_z}$ – орти вздовж осей x, y, z); $\overline{e_z} \cdot \overline{M_B}$ – момент відносно точки C , $\overline{e_z} \cdot \overline{M_B} = -\overline{e_z} \cdot \overline{M_0} + R_s [\overline{e_\Delta}, \overline{P_B}]$ (тут M_0 – постійна складова моменту центрування; R_s – зовнішній діаметр сепаратора).

Результатом розв'язання рівнянь (10.6), (10.7) є амплітуда і частота функції $(\psi_c - \dot{\gamma}_m)$. Знання значень цих величини дозволило дослідити рух сепаратора залежно від змашування підшипника одного з приладів – достатнього бідного кулонівського тертя.

Вивчення проковзування комплекту циліндричних роликів разом з сепаратором по доріжках кочення кілець роликопідшипників газотурбінних двигунів виконано за допомогою моделі, що зображена на рис. 10.15.

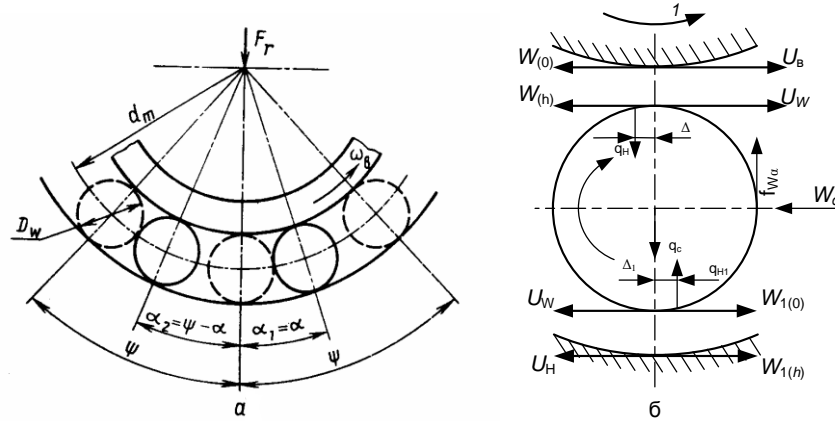


Рис. 10.15. Модель циліндричного роликопідшипника: а – зона навантаження; б – сили, що діють на ролик

При цьому введено такі припущення:

- за початкове розрахункове положення взаємодії роликів з сепаратором прийнято найбільш навантажений ролик (у зоні навантаження підшипника всього три ролика), тоді два інших знаходяться на границях зони навантаження і не сприймають радіальну силу;
- тіла кочення знаходяться в гніздах сепаратора з незначними зазорами, розміри яких не впливають на швидкість руху центрів роликів. Вплив зазору між сепаратором і центруючою поверхнею кільця не враховується;
- різнорозмірність тіл кочення та похибки виготовлення деталей відсутні, а тертя торців роликів на бортах кілець, сепаратора з роликами і центруючим кільцем не враховуються.

Рівняння рівноваги ролика і сепаратора мають такий вигляд:

$$W_{(h)} - W_{1(0)} + W\alpha = 0, \quad (10.8)$$

$$q_{H1} - q_H + q_c = 0, \quad (10.9)$$

$$[W_{(h)} - W_{1(0)}] \frac{D_w}{2} = I_p \cdot \frac{d\omega_p}{dt}, \quad (10.10)$$

$$\left(\sum_{i=1}^{K_Z} W_{ai} - A_1 \right) \frac{d_m}{2} = I_c \cdot \frac{d\omega_c}{dt}, \quad (10.11)$$

де $W_{(h)}$, $W_{1(0)}$ – сили тертя на поверхнях роликів:

$$W_{(h)} = \frac{B \cdot h_0 \cdot F_1}{2} - \frac{U_A - U_B}{U_A + U_B} \cdot F_2; \quad W_{1(0)} = \frac{B \cdot h_0 \cdot F_1}{2} - \frac{U_A - U_B}{U_A + U_B} \cdot F_2$$

$$\text{тут } B = \frac{\mu_0 \cdot (U_A + U_B)}{h_0^2} \cdot \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_A \pm \lambda_B}}; \quad F_1 = \int_A^B \left(1 - \frac{h}{h_0} \right) \frac{dk}{dz} \cdot dz; \quad F_2 = \frac{Bh_0}{6} \cdot \int_A^B \frac{e^{Bn}}{h} \cdot dz;$$

U_A, U_B – лінійні швидкості руху ведучої на веденій поверхні відносно нерухомої точки контакту; h_0 – товщина мостильного шару в місті екстремуму тиску; h – товщина мастильного шару в зазорі; $(\lambda_A \pm \lambda_B)$ – приведена кривина поверхонь тертя до деформації; μ_0 – абсолютна в'язкість мастила при заданій температурі й атмосферному тиску; A, B – безрозмірні координати меж області тертя; Π – п'єзокоефіцієнт в'язкості; W_α – сила взаємодії сепаратора і тіла кочення; I_p – полярний момент інерції ролика, що віднесений до робочої довжини ролика; I_c – полярний момент інерції сепаратора з комплектом роликів, що віднесений до робочої довжини ролика; K_Z – число роликів в зоні навантаження підшипника; A_1 – сума зусиль, що діють на сепаратор з боку тіл кочення, які знаходяться в неробочій зоні підшипника, мастила, що гальмує обертання, а також сил тертя сепаратора по centruючих бортах кільця:

$$A_1 = A_0 \cdot Z \cdot D_0 \cdot \mu_0 \cdot (P_r)^{0.8} \cdot \omega_c,$$

тут A_0 – експериментальний коефіцієнт; Z – число роликів у підшипнику; P_r – число Прандтля для мастила при його робочій температурі; q_c – відцентрова сила, що діє на одиницю довжини ролика;

$$q_c = 0,86 \cdot d_m \cdot D_w^2 (1 - \gamma)^2 \cdot \omega_b^2 \cdot \frac{l}{l_w},$$

l, l_w – повна і робоча довжина ролика відповідно; ω_b – кутова швидкість вала;

ω_p – кутова швидкість ролика; ω_c – кутова швидкість сепаратора; $\gamma = \frac{D_w}{d_m}$.

Розв'язуючи рівняння (10.8)–(10.11), отримують значення товщини мастильних шарів, сил взаємодії роликів і сепаратора, а також оцінюють проковзування та знос робочих поверхонь деталей циліндричного роликотіпного підшипника.

Реологічні властивості матеріалу конструкції сепаратора при взаємодії з тілами кочення враховано моделлю, що подано на рис. 10.16.

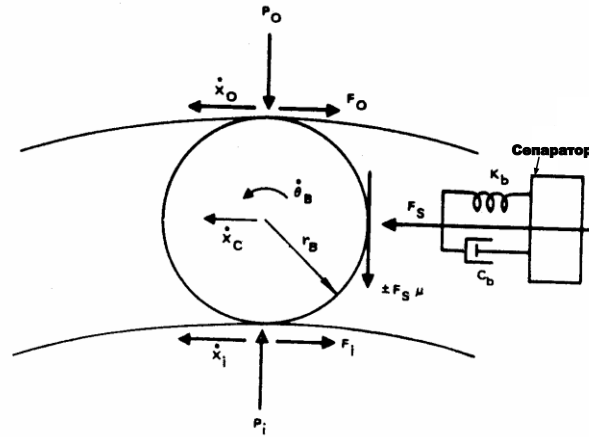


Рис. 10.16. Сили, що діють на кульку при взаємодії з сепаратором

Рівняння рівноваги кульки мають вигляд

$$\pm F_S - F_O - F_I - m_c \ddot{x}_c = 0, \quad (10.12)$$

$$F_i \cdot r_b - F_o \cdot r_b \pm F_s \cdot \mu \cdot r_b - I_b \cdot Q_b = 0, \quad (10.13)$$

де F_S – складова сила взаємодії з перемичкою: $\bar{F}_S = \sum [B_i] \cdot \Delta \bar{F}_S$,

$$\text{тут } [B_i] = \begin{Bmatrix} \cos \psi_i & \sin \psi_i & 0 \\ -\sin \psi_i & \cos \psi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix} - \text{матриця, що визначає положення } i\text{-ї кульки;}$$

$$\Delta \bar{F}_S = F_N \cdot \bar{N} + F_T \cdot \bar{T}, \text{ причому } F_T = -\mu \cdot F_N; \quad F_N = K_b \cdot \Delta R - c_b (\bar{V}_S \cdot \bar{N}),$$

ΔR – відстань, яку проходить кулька до удару з сепаратором; F_N, F_T – нормальна і дотична складові F_S ; \bar{N}, \bar{T} – нормальний та дотичний вектори в точці контакту відповідно:

$$\bar{N} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \cos Q_p \\ \sin Q_p \end{Bmatrix}; \quad \bar{T} = \frac{\bar{T}'}{|\bar{T}'|}; \quad \bar{T}' = \bar{V}_S - (\bar{V}_S \cdot \bar{N}) \bar{N}; \quad \bar{V}_S = [B_i] \cdot \bar{R}_S + [B_i] \cdot \bar{\omega}_C \cdot (R_n + \begin{Bmatrix} r_0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}),$$

\bar{V}_s – параметр, що визначається геометрією підшипника; P_0, P_i – радіальні сили, що діють на кульки з боку кілець; K_t – коефіцієнт зчеплення; \dot{X}_s – швидкість ковзання кульки; F_0, F_i – сили зчеплення кульки з кільцями:

$$F_0 = K_t \cdot P_0 \dot{X}_0 / \dot{X}; \quad F_i = K_t \cdot P_i \dot{X}_i / \dot{X},$$

тут \dot{X}_0, \dot{X}_i – швидкості ковзання в контакті кульки з внутрішнім і зовнішнім кільцями відповідно; \dot{X} – компонента дотичної швидкості при коченні кульки відносно кільця.

Результатом розв’язання рівнянь (10.12), (10.13) є значення сил взаємодії кульки з сепаратором. Перевагою розглянутої моделі є врахування пружних і демпфірувальних характеристик перемичок сепаратора.

Розглянуті моделі застосовувались в дослідженнях певних питань динаміки високошвидкісних легко-та середньонавантажених підшипників, експлуатація яких здійснюється в умовах рідинного змащування, а основним пошкодженням є знос поверхонь тертя.

Моделі силової взаємодії важконавантажених тихохідних ($n < 0,5n_{\text{тран}}$) підшипників найбільш розроблені для циліндричних роликopідшипників колісних пар вагонів (рис. 10.17).

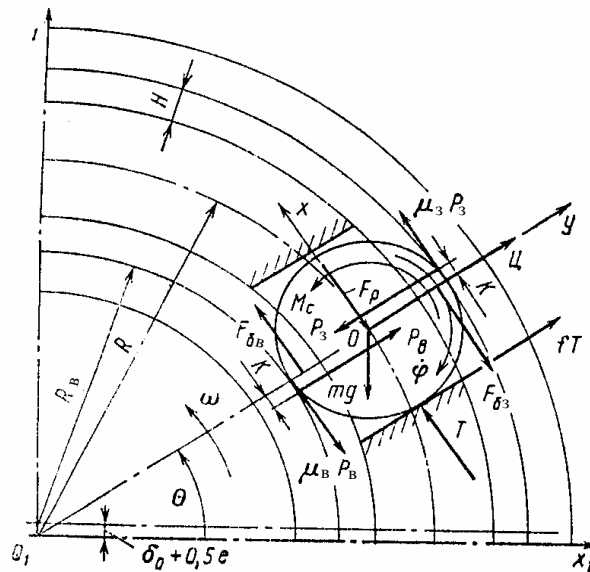


Рис. 10.17. Сили взаємодії деталей циліндричного роликopідшипника

Диференціальні рівняння руху ролика і сепаратора мають вигляд

$$m\ddot{x} = T - F_p - mg \cos Q + \mu_3 \cdot P_3 - \mu_B \cdot P_B - F_{Б.Б} - F_{Б.В}, \quad (10.14)$$

$$m\ddot{y} = P_B - P_3 + f \cdot T - mg \sin Q, \quad (10.15)$$

$$I_p \ddot{\phi} = F_{Б.В} \cdot r_1 + F_{Б.З} \cdot r_1 + K(P_B + P_3) - f \cdot T_r - \mu_B \cdot P_B \cdot r - \mu_3 \cdot P_3 \cdot r - M_C, \quad (10.16)$$

$$I_C \ddot{Q} = fG(R + r - H) \pm R \sum T_i + fr \sum T_i, \quad (10.17)$$

де m – маса ролика; \ddot{x}, \ddot{y} – прискорення ролика вздовж осей X, Y ; T – сила взаємодії ролика з перемичкою; F_p – результуюча сила, що діє на ролик за наявності радіального зазору підшипника; Q – кутова координата ролика; μ_3, μ_B – коефіцієнт зчеплення ролика із зовнішнім і внутрішнім кільцями відповідно; $F_{Б.З}, F_{Б.В}$ – сили тертя торців ролика по бортах зовнішнього і внутрішнього кілець відповідно ($F_{Б.З} = F_{Б.В} = F_B$); r_1 – відстань від центра ролика до точки прикладання сили F_B ; P_3, P_B – сили між роликом та зовнішнім і внутрішнім кільцями відповідно; f – коефіцієнт тертя ковзання між сепаратором, роликом і бортами зовнішнього кільця; r – радіус ролика; $\ddot{\phi}$ – кутове прискорення ролика відносно власної осі; I_p – момент інерції ролика; I_C – момент інерції сепаратора; M_C – момент, що зумовлений додатковим опором руху ролика при підвищенні частоти обертання та перекосом його в жолобі зовнішнього кільця; \ddot{Q} – кутове прискорення сепаратора; G – результуюча сила, що припадає на опорну поверхню сепаратора від взаємодії роликів з перемичками та від ваги сепаратора; R – відстань від осі підшипника до центрів роликів; H – висота борта зовнішнього кільця.

Основні допущення в дослідженні силової взаємодії важконавантажених тихохідних ($n < 0,5n_{\text{гран}}$) циліндричних роликотидшипників колісних пар вагонів:

- різнорозмірність тіл кочення та похибки виготовлення деталей відсутні;
- бокові зазори в гніздах сепаратора та зазор «плавання» не впливають на роботу підшипника;
- перекоси кілець і тіл кочення не враховуються;
- кутова швидкість сепаратора та коефіцієнт тертя постійні, а тертя торців

роликів по бортах зовнішнього і внутрішнього кілець однакові.

Розв'язуючи рівняння (10.14)...(10.17), знаходять значення сил взаємодії роликів з перемичками сепаратора, які виникають у момент входу та виходу з зони радіального навантаження підшипника і залежать від різниці теоретичної та фактичної частот обертання роликів при ковзанні по кільцях. При цьому не зазначено, яке число роликів знаходиться в зоні навантаження, а також загальна кількість роликів у підшипнику, не з'ясовано механізм перетворення веденого ролика у ведучий, відсутня інформація про динамічні процеси взаємодії сепаратора з центруючим кільцем.

Відома інша модель циліндричного роликопідшипника колісних пар вагонів, що навантажений радіальною силою (рис. 10.18).

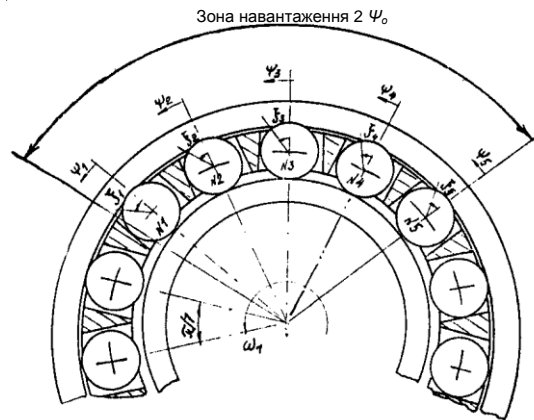


Рис. 10.18. Модель циліндричного роликопідшипника

Підшипник уявляють як плоску механічну систему з нерухомим зовнішнім кільцем. Взаємодію роликів з сепаратором розглядають тільки в зоні навантаження підшипника, при цьому припускають, що їх взаємодія поза зоною навантаження суттєво не впливає на характер руху деталей. При такому допущенні рівняння руху роликів і сепаратора мають такий вигляд:

$$\ddot{\psi}_i = \frac{1}{m_p \cdot R_{\text{сеп}}} [P_i \cdot R_1 - 2N_i \cdot \Delta_1 \cdot \sin(\psi_0 - \psi_i) + P_{\text{pc}} \cdot R_{\text{сеп}} - F_{\text{Hi}} \cdot R_3], \quad (10.18)$$

$$\ddot{\varepsilon}_i = \frac{1}{I_p} (P_i \cdot r_p - M_p - M_{\text{pc}} \cdot r_p), \quad (10.19)$$

$$\ddot{\psi}_c = \frac{1}{I_c} (-R_{\text{сеп}} \cdot \sum_{j=1}^n P_{\text{pc}} - M_c), \quad (10.20)$$

де Ψ_i – кут повороту i -го ролика по орбіті; ε_i – кут повороту i -го ролика навколо своєї осі; Ψ_c – кут повороту сепаратора; m_p – маса ролика; I_p, I_c – відповідно моменти інерції ролика і сепаратора; r_p, R_1, R_3 – відповідно радіуси ролика, внутрішнього і зовнішнього кілець; $R_{\text{сеп}} = R_1 + r_p$; P_i – сила взаємодії між ведучим кільцем та i -м роликом; N_i – сили, що діють на i -й ролик з боку кілець; P_{pc} – сила взаємодії i -го ролика і сепаратора; M_c – момент тертя ковзання між сепаратором і центруючим кільцем; M_p – момент сили тертя кочення i -го ролика; Δ_1 – взаємне зміщення кілець: $\Delta_1 = (\Delta/2) + \delta_0$ (тут Δ – радіальний зазор; δ_0 – контактна деформація найбільш навантаженого ролика).

Початкове положення тіл кочення в зоні навантаження підшипника задається виразами для сил і моментів:

$$N_i = \delta_i \cdot c_1, \quad (10.21)$$

де $\delta_i = d_p - \sqrt{(d_p + (\Delta/2))^2 + \Delta_1 - 2\Delta_1 \cdot (d_r + \Delta/2) \cos(\psi_0 - \psi_i)}$; c_1 – коефіцієнт жорсткості в контактні ролика з кільцями.

Сила взаємодії між ведучим кільцем та i -м роликом

$$P_i = \begin{cases} 0, \text{ при } L = |\omega_i \cdot R_i - (\dot{\psi}_i \cdot R_{\text{сеп}} + \dot{\varepsilon}_i \cdot r_p)| \leq \varepsilon \\ 0,85 f \cdot N_i, \text{ при } L > \varepsilon. \end{cases}$$

Сила взаємодії i -го ролика і сепаратора

$$P_{\text{pc}} = \begin{cases} 0, \text{ при } \Delta S_i / < \varepsilon_0 / 2; \\ C_2 \cdot \Delta S_i, \text{ при } \Delta S_i / \geq \varepsilon_0 / 2, \end{cases}$$

де ε_0 – зазор між роликами і перемичкою сепаратора; C_2 – коефіцієнт жорсткості в місці контакту ролика з сепаратором;

$$\Delta S_i = \begin{cases} [(\psi_c - \psi_{c0}) - (\psi_i - \psi_{i0}) R_{\text{сеп}}], \text{ при } i = 1, 2, \dots, n_1; \\ [\psi_c - (i - n_1) \cdot \pi / z - \psi_i] R_{\text{сеп}}, \text{ при } i > n_1; \end{cases}$$

$$F_{Hi} = \begin{cases} 0, \text{ при } P_{\text{pc}} \leq f_{\text{pc}} \cdot N_i; \\ f_{\text{pk}} \cdot N_i \cdot \text{sign} P_{\text{pc}}, \text{ при } P_{\text{pc}} > f_{\text{pc}} \cdot N_i, \end{cases}$$

$$M_p = 2f_{\text{pk}} \cdot r_p \cdot N_i; \quad M_{\text{pc}} = f_{\text{pc}} \cdot r_p \cdot P_{\text{pc}}, \quad M_c = f_{\text{ск}} \cdot G_c \cdot R_3,$$

де f_{pk} – коефіцієнт тертя ковзання між роликом і зовнішнім кільцем; f_{pk}' – коефіцієнт тертя кочення між роликом і кільцями; f_{pc} – коефіцієнт тертя ковзання між роликом і сепаратором; f_{sc} – коефіцієнт тертя ковзання між сепаратором і центруючим кільцем; G_c – вага сепаратора.

Розв'язавши систему рівнянь (10.18)...(10.20), знаходять сили взаємодії ролика з сепаратором. Показано, що проковзування ролика відносно внутрішнього кільця спостерігається по всій зоні навантаження і носить уривчастий характер. В цій моделі початкове положення тіл кочення в зоні навантаження вибране без будь-якого обґрунтування, коли ролики 1 – 4 торкаються передньої за рухом перемички, а ролик 5 – задньої. Не відповідає дійсності і твердження про уривчастий характер проковзування тіл кочення по кільцях, що не спостерігалось у жодній з експериментальних робіт, де досліджувались кінематика та динаміка ролипідшипників колісних пар вагонів.

Розглянуті моделі взаємодії деталей підшипників відображують роботу вузла в умовах статичного навантаження. Динамічний характер зовнішніх сил, що діють на підшипник, не може бути адекватно врахований коефіцієнтом динамічності. Динамічне навантаження працюючого підшипника може викликати зміну фактичної кінематики його деталей, а отже, й зміну сил взаємодії. На разі відсутні дослідження впливу динамічного характеру зовнішнього навантаження на кінематику та динаміку деталей працюючого підшипника. Через зазначені причини немає можливості з достатньою точністю оцінити міцність деталей, особливо сепаратора, який здійснюючи площинний рух у межах довжини зазору плавання, зазнає одночасних коливань. Суттєве збільшення стаціонарних динамічних напружень у сепараторі відбувається тоді, коли зовнішнє навантаження носить ударний характер.

Для дослідження впливу коливань та ударів, що виникають внаслідок наявності дефектів на поверхнях кочення коліс, під час проходження стиків залізничних колій та стрілочних переводів на роботу підшипників колісних пар вагонів запропонована площинна модель силової взаємодії тіл кочення і сепаратора, що показана на рис. 10.19. Сепаратор являє собою конструкцію у вигляді

сполучень пружних і демпфірувальних елементів, які моделюють радіальну, тангенціальну та згинальну жорсткість гнізд.

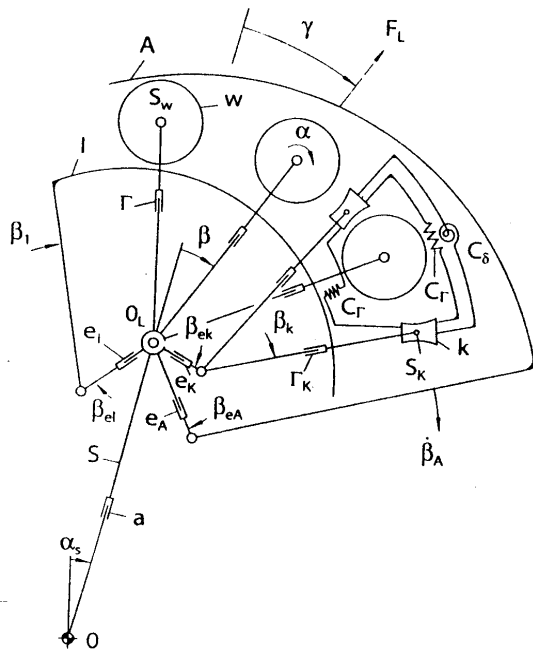


Рис. 10.19. Модель силової взаємодії тіл кочення і сепаратора підшипника

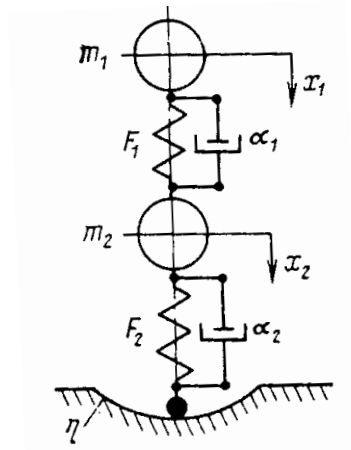


Рис. 10.20. Динамічна модель сепаратора циліндричного роликопідшипника колісних пар вагонів

Теоретичним та експериментальним дослідженнями коливань сепаратора кулькового підшипника встановлено, що для забезпечення надійної роботи підшипника необхідно вибирати таку конструкцію сепаратора, яка б забезпечила відсутність його резонансу або обмежити амплітуди коливань. В умовах резонансних коливань можлива поява великих напружень, які призводять до втомних руйнувань сепараторів. З метою уникнення резонансу рекомендується обґрунтовано вибирати зазор плавання сепаратора. Визначено також вплив зазорів у гніздах сепаратора на загальний рівень його коливань. При дослідженні коливань сепаратора повною мірою не враховано взаємодію сепаратора з деталями підшипників, оскільки, по-перше, відсутні відомості про реальну кінематику підшипника в умовах статичного навантаження і, по-друге, невідомий вплив коливань підшипника на сили навантаження сепаратора.

Динамічна модель сепаратора циліндричних роликотідшипників колісних пар вагонів, яка дозволяє виявити причини появи недопустимо великих значень напружень і запропонувати засоби їх зменшення, подана на рис. 10.20. Модель являє собою нелінійну в'язко-пружну систему, що має два степені вільності, а також кінематичне стаціонарне збудження, яке імітує нерівномірності залізничної колії. Модель дозволяє враховувати дисипативні сили від наявності мастила шляхом варіювання коефіцієнтів α_i , а вплив бокового зазору та зазору плавання вивчався за допомогою нелінійних функцій $F_1(x_{d1})$, $F_2(x_{d2})$, які до того ж ураховують пружні властивості сепаратора. Кінематичне збудження задавалося гармонічною функцією $\eta = q \cdot \sin \omega t$. Рух динамічної моделі сепаратора описує така система нелінійних диференціальних рівнянь:

$$\ddot{X}_1 m_1 + F_1(x_{d1}) + m_1 g + \alpha_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0, \quad (10.22)$$

$$\ddot{X}_2 m_2 + F_2(x_{d2}) - F_1(x_{d1}) + (m_1 + m_2)g + \alpha_2 (\dot{X}_2 - \dot{\eta}) - \alpha_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0, \quad (10.23)$$

де $x_{d1} = x_1 - x_2$; $x_{d2} = x_2 - \eta$.

У запропонованій динамічній моделі сепаратора недостатньо обґрунтовано вибрано значення маси роликів m_1 , що взаємодіє з сепаратором. Не зрозуміло, який вигляд мають функції $F_1(x_{d1})$ та $F_2(x_{d2})$ і як реалізується взаємодія сепаратора з тілами кочення та сепаратора з центруючим кільцем. Експериментальну перевірку адекватності запропонованої моделі шляхом вивчення вібрацій підшипника і напружень у сепараторі на електродинамічному стенді треба вважати не достатньо коректною. Цей висновок виходить з того, що, по-перше, в дослідному підшипнику всі деталі були нерухомі і, по-друге, в реальних умовах підшипник колісних пар вагонів сприймає, окрім радіальної, ще й осьову силу. Отже, умов моделювання циліндричного роликотідшипника колісних пар вагонів належним чином не витримано.

10.5. РОЗРАХУНКОВІ СХЕМИ ТА РОЗРАХУНКИ МІЦНОСТІ СЕПАРАТОРІВ

Дослідження руху та сил взаємодії деталей підшипників дозволяють побудувати розрахункові схеми конструкцій сепараторів, які необхідні для визначення моменту сил тертя, зумовлених конструкцією та матеріалом сепаратора, а також для розрахунку сепаратора на міцність. Основні типи розрахункових схем масивних конструкцій сепараторів показані на рис. 10.21.

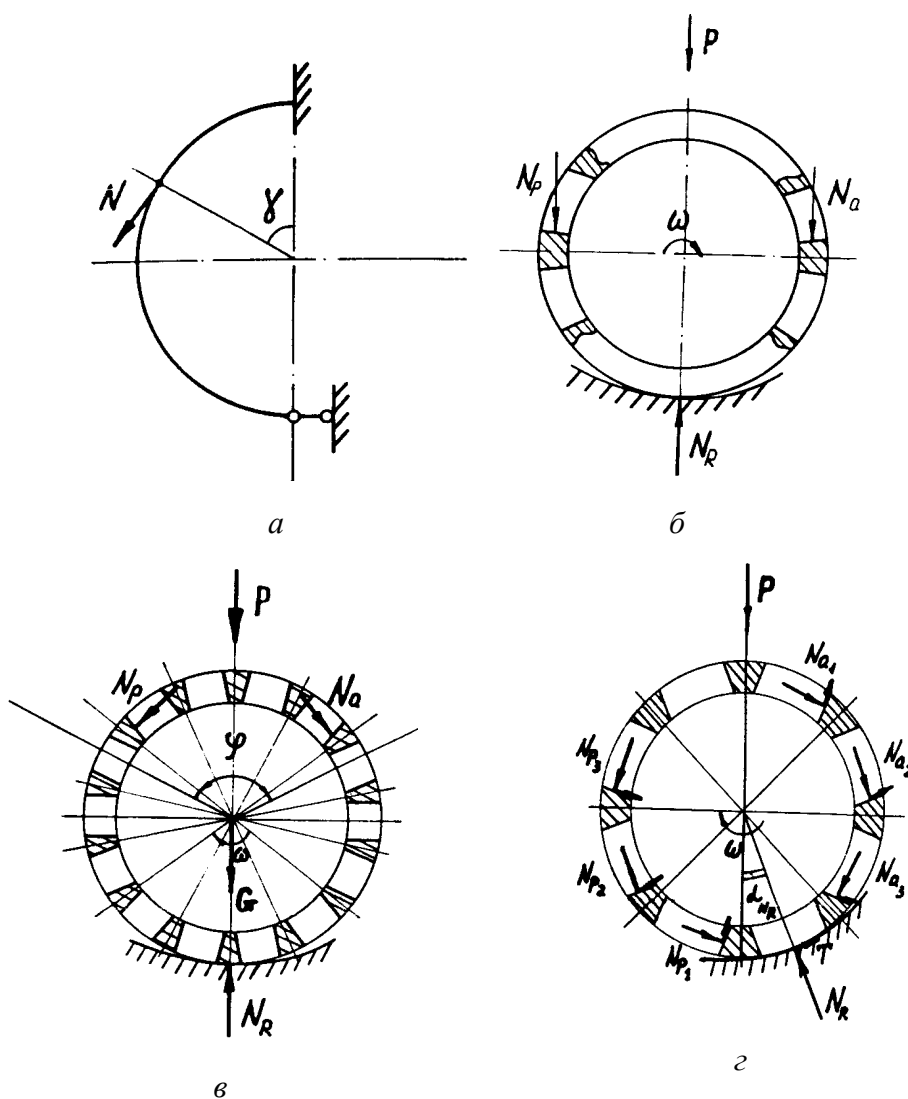


Рис. 10.21. Розрахункові схеми масивних сепараторів підшипників кочення (початок):

a – площинна схема (напівкільце) з однією силою; $б$ – площинна схема з

Таким чином, головні недоліки відомих площинних розрахункових схем підшипників кочення – це недостатня обґрунтованість їх вибору та невідповідність реальним умовам експлуатації. Просторова розрахункова схема конструкції сепаратора циліндричних роликотпідшипників колісних пар вагонів найповніше враховує характер роботи деталей підшипників, які сприймають значні радіальні та осьові сили одночасно, і не суперечить результатам експериментальних досліджень, але потребує певних уточнень. Треба з'ясувати вплив на напруження в кільцях сепаратора, по-перше, числа реактивних сил, що діють на перемички; по-друге, місця прикладання по довжині перемичок активної та реактивних сил; по-третє, значень кутових зон A , B , C (див. рис. 10.21, δ). Вкрай важливим є визначення сил взаємодії кілець сепаратора з бортами базуючого кільця підшипника та місця їх прикладання.

Розрахунок сепаратора на міцність здійснюється на основі метода скінченних елементів.

10.6. ПОЛІМЕРНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ СЕПАРАТОРІВ

Найбільш придатним полімерним матеріалом для сепараторів підшипників загальномашинобудівного використання є поліамід, а найкращий спосіб виготовлення – лиття під тиском.

Для підшипників, що експлуатуються при підвищених температурах, у вакуумі та в забрудненому й агресивному середовищах доцільно застосовувати при виготовленні сепараторів самозмащувальні матеріали з металевими наповнювачами. Найчастіше це – фторопласт з металевим порошком (мідь, цинк, бронза, алюміній), графітом, скловолокном та іншими хімічними сполуками, які підвищують теплопровідність та жорсткість, або армований скловолокном і графітом поліефіркетон.

Найбільш видатних успіхів у використанні полімерних матеріалів для сепараторів підшипників кочення, в тому числі великогабаритних циліндричних роликотпідшипників для важких режимів експлуатації, досягла фірма SKF

(Швеція). Для сепараторів застосовується армований скловолокном поліамід. Додавання 25 % скловолокна (з довжиною волокон 0,1...0,4 мм і діаметром до 10 мкм) за масою до чистого поліаміду, а також термостабілізаторів у вигляді металевих та органічних домішок забезпечує підвищену стійкість до старіння, добру стабільність геометричної форми конструкції після виготовлення та в процесі експлуатації при зміні температури та вологості середовища, підвищує жорсткість конструкції, зменшує вплив в'язкопружних властивостей матриці (чистого поліаміду). Цей матеріал витримує довготривалі робочі температури навколишнього середовища від -60 до $+120$ °C і короточасні піки підйому температури до $+180$ °C.

Вітчизняна промисловість для виготовлення полімерних сепараторів застосовує композицію на основі поліаміду з 30 % скловолокна. Для сепараторів циліндричних роликотітників колісних пар вагонів розроблено спеціальну марку поліаміду, а саме: армамід ПА СВ-30-ЭТМ, який застосовують у виробництві на ВАТ «ХАРП». Армамід ПА СВ-30-ЭТМ являє собою композицію з поліаміду марки ПА-6, 30 % скловолокна, термостабілізаторів, модифікаторів підвищення ударної в'язкості та поліпшення технологічних властивостей переробки.

Деталі, що виготовлені з полімерних матеріалів, у напружено - деформованому стані мають особливість, яка полягає в повільній зміні напружень і деформацій конструкції з часом. Характер зміни напружень і деформацій залежить від значення та швидкості прикладання зовнішнього навантаження, температури та вологості навколишнього середовища, структури полімерного матеріалу. Зміну деформацій у часі простіше проілюструвати на прикладі лінійно-деформованого полімерного зразка при його розтягуванні постійною силою, що раптом зникає (рис.10.22).

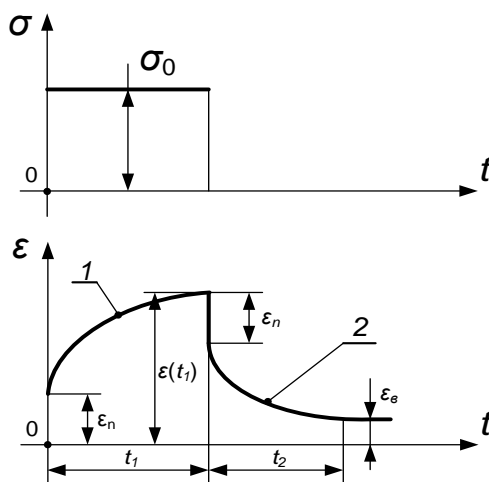


Рис. 10.22. Крива повзучості 1 та післядії напруженого стану 2

Явище збільшення деформації при постійному зовнішньому напруженні отримало назву *повзучості* (рис. 10.22, крива 1), а явище зменшення за рахунок внутрішніх сил пружності за відсутності зовнішнього навантаження називають *оберненою повзучістю*, або *післядією* (рис. 10.22, крива 2).

На рис. 10.22: ε_{π} – пружна деформація, що раптом зникає при знятті навантаження; $\varepsilon_{\text{в}}$ – в'язка (залишкова) деформація від зовнішньої дуже великої сили, що спричиняє появу незворотніх процесів у матеріалі. Таким чином, у загальному випадку повна деформація визначається як

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_{\pi} + \varepsilon_{\text{в.п}} + \varepsilon_{\text{в}}, \quad (10.24)$$

де $\varepsilon_{\text{в.п}}$ – в'язкопружна деформація.

Після лиття гарячої полімерної композиції у форму, відбувається охолодження відформованої деталі та її усадка, тобто зменшення розмірів. Однак остаточному зменшенню розмірів деталі чинить опір каркас зі скловолокна, внаслідок чого в матриці (поліаміді) виникають розтяжні залишкові напруження, а в каркасі зі скловолокна – залишкові напруження стиску. З часом технологічні (початкові) напруження – як розтяжні, так і стискальні – будуть зменшуватись. Явище зменшення напружень при постійній початковій деформації називають *релаксацією* (рис. 10.23).

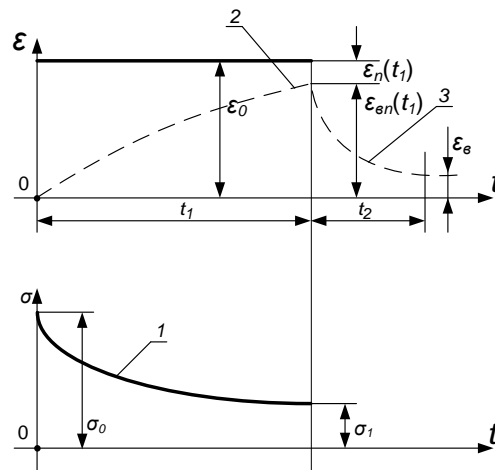


Рис. 10.23. Крива релаксації напружень 1, в'язкопружних деформацій 2 та післядії деформованого стану 3

Криву релаксації напружень 1 можна розглядати як криву зменшення пружної деформації $\varepsilon_{\text{п}}$ і збільшення в'язкопружної $\varepsilon_{\text{в.п}}$, оскільки напруження в лінійно-деформованому полімерному зразку має вираз:

$$\sigma(t) = E \cdot \varepsilon_{\text{п}}(t) \quad (10.25)$$

де E – миттєвий модуль пружності матеріалу.

Отже, в умовах релаксації напружень так само, як і при повзучості, накопичується в'язкопружна деформація. Після розвантаження розміри зразка будуть зменшуватись у часі за рахунок зменшення в'язкопружної складової. Таким чином, післядія після повзучості і після релаксації напружень має однакову природу – накопичення в'язкопружної деформації.

Розглянуті особливості поведінки полімерних матеріалів під навантаженням свідчать про непридатність закону Гука для розрахунків на міцність тих деталей, що виготовлені з цих матеріалів. При визначенні взаємозалежності між напруженнями та деформаціями слід ураховувати фактори часу і спиратись на нові механічні характеристики.

З цією метою застосовують реологічні моделі в'язкопружних тіл та теорію спадковості Больцмана – Вольтерра. Ці два підходи не протирічають один одному, кожен з них має свої переваги і недоліки. За допомогою реологічних

моделей зручно проводити якісний аналіз поведінки в'язкопружного тіла в різних умовах навантаження. Теорія спадковості дозволяє отримати добру збіжність теорії та результатів експериментів, однак при цьому ускладнюється аналіз впливу різних способів навантаження.

Залежно від властивостей дослідного матеріалу зв'язок напружень і деформацій можна описувати лінійною чи нелінійною теорією спадковості. У випадку лінійної деформації полімерного матеріалу теорія спадковості пропонує зв'язок між напруженням і деформацією визначати у вигляді інтегральних рівнянь

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma(t)}{E} + \int_0^t K(t-\tau)\sigma(\tau)d\tau, \quad (10.26)$$

$$\sigma(t) = E\varepsilon(t) + \int_0^t \Gamma(t-\tau)\varepsilon(\tau)d\tau, \quad (10.27)$$

де $\varepsilon(t)$ – відносна деформація; $\sigma(t)$ – напруження.

Функцію швидкості релаксації напружень $\Gamma(t-\tau)$ називають ядром і визначають на підставі експериментів. Насьогодні отримано більше десятка різновидів ядра, і при вирішенні питання, якому з ядер надати перевагу, необхідно провести випробування застосованого полімерного матеріалу на повзучість та переконатись, що криві повзучості матеріалу описуються якнайкраще вибраним ядром, а також, що за допомогою знайдених параметрів обраного ядра можуть бути побудовані теоретичні криві релаксації і післядії, які будуть збіжними з експериментальними. У практиці інженерних розрахунків деталей з полімерних матеріалів виявилось дуже зручним застосування ядра у вигляді

$$\Gamma(t) = A \cdot l^{-\beta t} \cdot t^{\alpha-1}, \quad (10.28)$$

резольвента якого:

$$K(t) = \frac{l^{-\beta t}}{t} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[A\Gamma(\alpha)]^n \cdot t^{\alpha n}}{\Gamma(\alpha n)}, \quad (10.29)$$

де A , α , β – параметри ядра, які визначають на основі експериментальних досліджень повзучості полімерних зразків.

В'язкопружні характеристики (модуль пружності, модуль деформації) склополіаміду з урахуванням зміни температури встановлюють експериментально. Теорію спадковості застосовують в розрахунку міцності склополіамідного сепаратора циліндричних роликотішипників та в дослідженні старіння склополіаміду в умовах, що наближені до експлуатації залізничних вагонів.

Особливістю поведінки полімерних матеріалів при динамічному навантаженні є їх саморозігрівання. Саморозігрівання приводить до зміни механічних характеристик, а отже, до зниження ресурсу полімерних деталей. Причиною втрати несучої здатності при циклічному деформуванні полімерних деталей є саморозігрівання матеріалу, яке знижує міцність та витривалість.

Саморозігрівання полімерних матеріалів виникає через високі гістерезисні втрати та низьку теплопровідність при циклічному деформуванні. Для полімерів можливі дві зони стаціонарного розігріву – низькотемпературна, яка відповідає великій витривалості, і високотемпературна з малою витривалістю. Високотемпературна зона саморозігрівання полімерного матеріалу характеризується зниженням динамічного модуля пружності, розм'ягшенням спочатку концентраторів напружень конструкції деталі з наступним утворенням пластичних шарнів, і, як наслідок, – значних небезпечних деформацій. Отже, вивчення явища саморозігрівання полімерних матеріалів, з яких виготовляють, наприклад, сепаратори підшипників кочення, що функціонують у циклічному режимі навантаження, виявляється дуже актуальним.

Дослідження саморозігрівання будь-якої деталі з полімерних матеріалів повинно проводитись, по-перше, теоретично з визначенням робочої температури матеріалу конструкції при її циклічному деформуванні і, по-друге, експериментально з вивченням зон стаціонарного розігріву на натурній конструкції для врахування впливу концентраторів напружень та особливостей конкретної технології виготовлення.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які переваги полімерних сепараторів в порівнянні з металевими?

2. З яких елементів складається масивна конструкція сепаратора?
3. Навіщо потрібно знати кінематику сепаратора?
4. Якими методами визначають сили взаємодії сепаратора з деталями підшипника?
5. Навіщо потрібна розрахункова схема сепаратора?
6. Які полімерні матеріали застосовують для сепараторів?
7. Які особливості напружено-деформованого стану мають полімерні сепаратори?

ГЛАВА 11

ЗАЇДАННЯ ЯК ВИЗНАЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС ЗНОШУВАННЯ СПРЯЖЕНЬ ДЕЯКИХ ДЕТАЛЕЙ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ВАЖКИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

11.1. ПРИРОДА ПРОЦЕСУ ЗАЇДАННЯ

*Схоплюванням при терті називають місцеве з'єднання двох металевих тіл з утворенням міцного зв'язку завдяки дії молекулярних сил. Доволі часто це явище називають *адгезією* (для різнорідних) чи *когезією* (для однорідних) матеріалів. Наступне відносне переміщення поверхонь призводить до руйнування локальних місць з'єднання, які називають *вузлами схоплювання*, і виникнення нових. Процес виникнення і розвитку пошкоджень поверхонь тертя внаслідок схоплювання називають *заїданням*. Для якісної оцінки ступеня пошкодження поверхонь деталей у процесі схоплювання застосовують поняття про *натирки* та *задирки*.*

Натирка – обмежена ділянка поверхні тертя, яка має ледве помітні риси, що розташовані в напрямі відносного ковзання. Риски можуть бути початковими (не по всій ділянці) і розвинутими (по всій ділянці), які розташовані близько одна до одної.

Задирка – пошкодження поверхні тертя у вигляді широких та глибоких борозен у напрямі ковзання. Задирки бувають середньої інтенсивності (широкі, але неглибокі і нез’єднані), значної інтенсивності (широкі, глибокі і з’єднані), дуже високої інтенсивності (з виривами, наростами та оплавленням металу). Задирки будь-якої інтенсивності – небезпечний вид пошкоджень, що порушують нормальну роботу спряження, можуть спричиняти заклинювання чи руйнування деталей.

Відрізняють «холодне» і «гаряче» заїдання. Холодне заїдання виникає в умовах, коли температура фрикційного розігріву не викликає суттєвих змін властивостей поверхневих шарів тіл тертя. Гаряче заїдання з’являється внаслідок розм’якшення матеріалу чи появи фазових переходів, що пов’язані з його розігрівом. Перше більш характерне для металів та їх сплавів, друге – для полімерних матеріалів або металів, що працюють в екстремальних умовах. Холодне заїдання характеризується високими стрибками зміни сили тертя та інтенсивності руйнування поверхонь у вигляді борозен, виривів, наростів. Часто холодне заїдання є причиною гарячого, оскільки інтенсивне пластичне деформування поверхонь призводить до їх сильного розігрівання.

Процес заїдання відбувається за наступним сценарієм. Якщо комбінація параметрів, що характеризують поверхню деталі (наприклад, шорсткість) і граничних плівок (наприклад, міцність адгезії), а також сил тертя на плямах фактичного контакту, досягають критичного значення, виникає руйнування граничних плівок й утворюються хімічні зв’язки між ювенільними металами. Подальший розвиток процесу, в основному, визначається мікрогеометрією поверхонь деталей, їх зближенням (контактним навантаженням) і пластичними властивостями матеріалів контактуючих деталей.

Якщо глибина занурення різальних мікронерівностей становить малу частку їх висоти, то процес шкрябання стає стаціонарним. При цьому сила тертя збільшується, але значення її залишається достатньо стабільним і поверхня тертя набуває більшої шорсткості, однак зберігає однорідність.

При значних зануреннях мікронерівностей контактуючих поверхонь і певній зміцненості менш твердої деталі виникає руйнування найбільших виступів і зменшення кількості фактичних плям контакту, розміри яких досягають сотень мікрометрів. Це призводить до збільшення деформованого об'єму матеріалу і поширення пластичної деформації у підповерхневі шари. Процес деформування закінчується руйнуванням із залишеними на поверхні борознами чи наростами здертого матеріалу.

В експлуатації машин задирки деталей виникають унаслідок припинення чи недостатньої подачі мастила до поверхонь тертя, а також при достатньому змащуванні, але за різкого збільшення контактного тиску, що руйнує мастильну плівку, чи при зростанні температури, що розкладає мастило на фракції. В обох випадках зникання захисної мастильної плівки спричинює ювенільний контакт металевих деталей.

На процес заїдання суттєво впливають параметри напружено-деформованого стану контакту, кінематика руху (ковзання, ковзання з коченням, кочення), температурний стан, фізико-механічні та хімічні властивості тіл контакту, характеристики змащувальних матеріалів, кількість та якість присадок і домішок до мастила, спосіб змащування, стан зовнішнього середовища.

11.2. ОСОБЛИВОСТІ ЗАЇДАННЯ В ДЕЯКИХ ПІДШИПНИКАХ

Задирки в підшипниках кочення виникають у результаті ковзання тіл кочення по доріжках кочення і по бортах кілець. Ковзання тіл кочення по доріжках кілець швидкісних радіально-упорних кулькових підшипників зумовлюється: зміною напрямку обертання тіл кочення в контакті з доріжками кочення через гіроскопічний ефект; пружним ковзанням спряжених поверхонь унаслідок відмінності їх кривизни; похибками виготовлення (овальність і гранність тіл кочення та кілець, різнорозмірність тіл кочення); збільшенням осьового навантаження і підвищенням швидкості прокачування мастила. Ковзання тіл кочення по доріжках тихохідних важконавантажених, наприклад, циліндричних роли-

копідшипників спостерігається на вході та виході роликів із зони навантаження підшипника, а також у спряженні “торець ролика – борт кільця”.

У тихохідних підшипниках, де тіла кочення котяться з проковзуванням, колові швидкості не перевищують 1,5...2 м/с. У зазначеному діапазоні швидкостей реалізується змішаний режим тертя. Існування безпосереднього металевго контакту тіл підвищує ймовірність виникнення заїдання. Основними факторами, що призводять до заїдання, є підвищена здатність до спрацювання захисних поверхневих шарів деталей, пластична деформація та ймовірність виникнення вузлів схоплювання в контакті. Суттєвий вплив на несучу здатність за заїданням при низьких швидкостях мають фізико-хімічні та механічні властивості, методи зміцнювальної технології обробки, змащувальні властивості мастила. На відміну від експлуатації при середніх та високих швидкостях, у тихохідних підшипниках теплові процеси не є домінуючими.

Аналіз процесу зношування двох видів спряжень деталей циліндричного роликпідшипника (спряження “торець ролика – борт кільця” та “сепаратор – базуюче кільце”), що має особливість сприймати осьові навантаження, доцільно прослідкувати на прикладі опор колісних пар вагонів. Зношування деталей спряження “торець ролика – борт кільця” починається з характерних подряпин у напрямі ковзання їх поверхонь. Після тривалої експлуатації у деяких підшипників на торцях роликів та бортах кілець з’являються задирки (див. рис. 6.5 та рис. 6.12) у вигляді глибоких та широких борозен у напрямі ковзання, що свідчить про схоплювання першого роду. Такі схоплювання виникають при малих швидкостях ковзання (до 2 м/с) та великих навантаженнях, що перевищують межу плинності металу і призводять до «холодного» заїдання. Спостереження за зношуванням спряження “сепаратор – базуюче кільце” підшипника краще проводити на стенді на прикладі спряження “латунний сепаратор – базуюче кільце”. Випробування показали, що на початку експлуатації підшипника на світлих поверхнях тертя бортів з’являється тонка плівка латуні, а після тривалої експлуатації відбувається забруднення мастила продуктами зносу латунного сепаратора. Сказане свідчить про перенесення металу латуні спочатку на борти

базуючого кільця, а потім і в мастило. Таким чином, перенесення металу при терті латунного сепаратора є ознакою зношування заїданням, яке також є «холодним» і відбувається без суттєвого підвищення температури спраження.

Досліджуючи заїдання при високих швидкостях (до 100 м/с), треба враховувати домінуючий вплив тепловиділення, що пропорціональне навантаженню та швидкості ковзання. Наприклад, досліджуючи проковзування у надшвидкісних роликопідшипників газотурбінних авіаційних двигунів, встановлено, що зношування спраження «ролик – бігова доріжка» підшипників відбувається за схемою процесу мікрозаїдання: з підвищенням швидкості підшипника значно збільшуються температура поверхонь тертя та теплова напруженість контактної зони, що призводить до зменшення в'язкості мастила та товщини мастильної плівки і наближає момент початку заїдання. Спостереження за високошвидкісним «гарячим» мікрозаїданням утруднене через важкість його виявлення, оскільки на поверхнях тертя не виникає таких сильних пошкоджень, як при «холодному» заїданні з малими швидкостями. Однак інтенсивність зношування при «гарячому» заїданні значно вища, ніж у режимі роботи перед заїданням, що може спричинити дуже швидке зношування пари тертя і вихід з ладу всього вузла. Для оцінки протизадиркової стійкості згаданих підшипників, деталі яких працюють у режимі кочення з проковзуванням при високих навантаженнях, застосовують температурний критерій заїдання. Протизадиркову стійкість за критерієм заїдання рекомендується оцінювати для двох режимів роботи: за максимальним значенням коефіцієнта тертя ковзання і відповідною йому швидкістю ковзання та за значенням коефіцієнта тертя ковзання при сталому режимі роботи підшипника. Описаний підхід дозволив виявити оптимальну конструкцію опори та оптимальний режим експлуатації підшипника, які забезпечили б найменшу ймовірність виникнення заїдання. Раціональне варіювання конструктивних параметрів підшипникового вузла уможливило поліпшення розподілу навантаження на тіла кочення. Таким чином, на основі розрахункової моделі визначення умов появи заїдання вдалося розробити високошвидкісну опору кочення з підвищеною протизадирковою стійкістю.

10.3. КРИТЕРІЙ ЗАЇДАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Знання критеріїв заїдання необхідне для прогнозування роботи трибосприяжень в умовах схоплювання на етапі проектування вузлів тертя. Існує дві групи критеріїв: якісні і розрахункові. Якісні критерії характеризують ступінь пошкодження поверхонь контактуючих деталей за ознаками, які дослідник може спостерігати безпосередньо в процесі роботи вузла тертя (перехід плавного руху в уривчастий, стрибкоподібний, підвищення температури та коефіцієнта тертя, поява шуму та вібрації) чи за зовнішнім виглядом пошкоджених поверхонь (наявність натирок, рисок і задирок різної інтенсивності).

Розрахункові критерії являють собою теоретичні або емпіричні співвідношення. Ці критерії дають більш надійні результати, оскільки враховують умови існування критичної товщини плівки мастила, небезпеку виникнення металевих контактів, обмеження температури в контакті тощо.

Одним з найперших критеріїв, що дав потужний поштовх розвитку методів розрахунку заїдання деталей, є критерій Блока. Температурний критерій заїдання Блока базується на гіпотезі про існування критичної температури руйнування мастильної плівки, характерної для кожної комбінації матеріалів і мастила. Температура в контакті оцінюється як сума температури поверхні тіла перед входом у контакт t_0 та миттєвого підвищення температури в контакті (температурне спалахування t_b), що виникає в процесі тертя. Температура t_0 визначається експериментально чи розрахунком на основі теплового балансу вузла тертя. Температуру спалахування для циліндричного тіла, що котиться з проковзуванням, визначають за виразом

$$t_b = \frac{0,83f \cdot N(V_1 - V_2)}{(\sqrt{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot V_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot V_2})\sqrt{b}} \quad (11.1)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; N – питоме навантаження; V_1, V_2 – швидкості кочення поверхонь; λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності матеріалів поверхонь.

хонь; ρ_1, ρ_2 – густина матеріалів поверхонь; c_1, c_2 – питомі теплоємності матеріалів поверхонь; b – напівширина площини контакту за Герцем.

Умова відсутності виникнення заїдання за Блоком така:

$$t_0 + \frac{0,83f \cdot N(V_1 - V_2)}{(\sqrt{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot V_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot V_2})\sqrt{b}} < t_{\Sigma \text{кр}} \quad (11.2)$$

де $t_{\Sigma \text{кр}}$ – сумарна критична температура, при якій виникає заїдання, визначається на основі експериментально-розрахункових досліджень.

Критерій заїдання, що базується на оцінці контактної температури в дискретних плямах, має вигляд

$$\frac{0,39f \cdot N^{1/4}(V_1 - V_2)}{(\sqrt{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot V_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot V_2})R_{3\text{в}}(\eta_1 + \eta_2)^{1/4}} < 1 \quad (11.3)$$

де $R_{3\text{в}}$ – зведений радіус контактуючих поверхонь; η_1, η_2 – пружні сталі матеріалів даталей.

Критерій заїдання за межею товщини змащувальної плівки описується рівнянням

$$K \left(\frac{R_{3\text{в}}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \right) \left(\frac{\mu_0 \cdot V_{\Sigma \text{к}}}{N} \right)^{0,7} \left(\frac{N \cdot \rho}{R_{3\text{в}}} \right)^{0,6} \left(\frac{\lambda}{\alpha \cdot \mu_0 \cdot V_s^2 \cdot P_l^m} \right)^d < 1, \quad (11.4)$$

де K, d – величини, що характеризують фізико-хімічні процеси в граничних шарах, визначаються експериментально; R_{a1}, R_{a2} – середньоарифметичні відхи-

лення профілів шорсткостей робочих поверхонь тертя; $\left(\frac{R_{3\text{в}}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \right)$ – комплекс,

що характеризує мікро- та макрогеометрію контактуючих тіл; μ_0 – динамічна

в'язкість мастила; $V_{\Sigma \text{к}}$ – сумарна швидкість кочення, $V_{\Sigma \text{к}} = V_1 + V_2$; $\left(\frac{\mu_0 \cdot V_{\Sigma \text{к}}}{N} \right)$ – гід-

родинамічний комплекс, що характеризує несучу здатність контакту; ρ –

п'езокоефіцієнт в'язкості мастила; $\left(\frac{N \cdot \rho}{R_{3\text{в}}} \right)$ – комплекс, що характеризує дефор-

мованість контактуючих тіл та п'езов'язкісні властивості мастила; λ – коефіці-

єнт теплопровідності мастила; α – коефіцієнт температурної залежності в'язкості; V_s – швидкість ковзання в контакті, $V_s = V_1 - V_2$; P_l – середнє число Пекле; m – показник степені, $m = \pm 0,5$ («+» при $V_{\Sigma k} > V_s$; «-» при $V_{\Sigma k} < V_s$).

Механотермочасовий критерій заїдання на основі термофлюктуаційного рівняння міцності Журкова має вигляд

$$\frac{\sigma}{\sigma_{\Pi}} + \frac{\alpha \cdot T \cdot E \cdot \ln \frac{\tau}{\tau_0}}{3\chi \cdot \sigma_{\Pi}} \leq K_{\text{кр}}, \quad (11.5)$$

де σ – нормальне контактне напруження; σ_{Π} – межа плинності приповерхневих шарів менш міцного матеріалу; χ – коефіцієнт механічного перевантаження; α – коефіцієнт теплового розширення; T – абсолютна температура; E – модуль пружності; τ – час перебігу тертя; τ_0 – період коливань атомів; $K_{\text{кр}}$ – критичне значення критерію заїдання.

Критерій заїдання, який застосовують до умов ковзання контактуючих тіл, описується виразом

$$\frac{q_3}{HB} = 30,4 \cdot 10^4 \left(\frac{E}{HB} \right)^{0,8} \left(\frac{\lambda}{\alpha \cdot \mu_0 \cdot V_s^2} \right)^{0,62} \left(\frac{\mu_0 \cdot V_s}{E \cdot R_{3B}} \right) \left(\frac{a}{R_a \cdot V_s} \right), \quad (11.6)$$

де $q_3 = \frac{N_3}{A_3}$ – питома навантаження заїдання; (тут N_3 – навантаження заїдання;

A_3 – площа контакту); a – коефіцієнт температуропроводності; R_a – середньоарифметичне відхилення профілю нерівностей (шорсткості) більш твердої поверхні; $\frac{q_3}{HB}$ – питома навантаження заїдання, яке є функцією механічних вла-

стивостей матеріалів $\left(\frac{E}{HB} \right)$, реологічних процесів у мастильному шарі $\left(\frac{\mu_0 \cdot V_s}{E \cdot R_{3B}} \right)$,

процесу дисипації енергії всередині мастильного шару $\left(\frac{\lambda}{\alpha \cdot \mu_0 \cdot V_s^2} \right)$, процесу ди-

фузії теплоти $\left(\frac{a}{R_a \cdot V_s} \right)$.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке заїдання деталей при терті?
2. Чим відрізняється натирка від задирки?
3. Чим відрізняється заїдання при високих швидкостях від заїдання при низьких швидкостях?
4. Які існують критерії заїдання деталей машин?

ГЛАВА 12

ТРИБОСПРЯЖЕННЯ ПІДШИПНИКІВ ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

12.1. ПАРАМЕТРИ СТАНУ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ДЕТАЛЕЙ

Явища тертя та спрацювання деталей підшипників зумовлені термічними, хіміко-термічними процесами, процесами перенесення матеріалів, взаємодією з мастилом, старінням мастила та ін.

Термічні процеси характеризуються появою високих контактних температур, які при значних місцевих тисках можуть приводити до фазових перетворень у поверхневих шарах чи до локального розплавлювання металу. Змінність температурних та механічних напружень викликає появу мікротріщин, розвиток яких спричинює відшаровування або відлущування матеріалу.

Хіміко-термічні процеси відбуваються шляхом утворення плівок окислів чи інших хімічних сполук, розчинюванням поверхвого шару однієї із контактуючих деталей, окрихчуванням поверхневих шарів обох деталей під дією атомарного водню, присутнього у мастилі.

Процеси перенесення матеріалів з однієї поверхні на іншу проходять як перенесення більш пластичного матеріалу на твердіший внаслідок молекулярного схоплювання, що відбувається в результаті наводорожування поверхневих шарів, або як вибіркоче атомарне перенесення.

Процес взаємодії мастила з поверхнями контактуючих деталей має як позитивні, так і негативні наслідки. Мастило розділяє поверхні тертя тонкою плівкою з малим опірм зсуву, що зменшує взаємне тертя деталей. Одночасно мас-

тило проникає в мікротріщини і “розклинює” їх, що спричинює руйнування поверхневого шару деталі.

Процес зміни фізико-хімічних властивостей мастила, тобто його старіння, відбувається внаслідок випаровування легких фракцій, полімеризації, конденсації, забруднення продуктами окислення та сторонніми частинками із зовнішнього середовища. У процесі старіння мастила спостерігаються відкладання нерозчинних речовин на деталях і в системі змащування.

Різноманітні процеси тертя, спрацьовування, змащування при контактуванні деталей спричиняють фізичні, хімічні, структурні перетворення у поверхневих шарах цих деталей, а також зміни рельєфу їх поверхонь. Зміни в поверхневих шарах та на поверхнях деталей характеризують параметрами їх стану. Параметри стану поверхневих шарів деталей тертя визначають залежно від рівня вивчення поведінки матеріалу – субмікроскопічного, мікроскопічного і макроскопічного. На субмікроскопічному рівні вивчення поверхонь параметрами стану можуть бути характеристики кристалічної решітки, щільність дислокацій, залишкові напруження третього роду, параметри хімічний склад. На мікроскопічному рівні параметрами стану є показники зміни фазового складу, залишкове напруження другого роду. На макроскопічному рівні – геометричні параметри поверхні і фізико-механічні параметри матеріалу поверхневого шару.

У даному виданні параметри стану поверхневого шару розглядаються на макроскопічному рівні. Макрогеометрія або конструктивна схема спряження визначає концентрацію навантаження, яка суттєво впливає на зниження ресурсу деталей машин, особливо якщо критерієм працездатності є контактна міцність та зносостійкість. Концентрація навантаження викликається: пружними деформаціями деталей, технологічними та експлуатаційними причинами. Наслідком концентрації навантаження є макрозміни контактуючих поверхонь, які класифікують за умовами їх зношування. Усі спряження за умовами зношування розділено на два типи і п'ять груп (рис. 12.1).

Туп	А		В		
	1-ша група	2-га група	3-тя група	4-та група	5-та група
I					
II					

Рис. 12.1. Класифікація спряжень за умовами їх зношування

Усі спряження залежно від характеру можливого зближення деталей при спрацюванні їх поверхонь поділяють на два типи: спряження зі зносом у заданому напрямку та спряження з самовстановлюванням зношених деталей. У підшипнику кочення, наприклад, циліндричному роликовому залежно від умов тертя та зношування спряженням першої групи з самовстановлюванням слід уважати спряження “торець циліндричного ролика – борт зовнішнього чи внутрішнього кільця” за умови відсутності піднутрення бортів кілець; спряженням другої групи з самовстановлюванням є спряження масивного сепаратора з базуванням по бортах одного з кілець; спряження третьої групи з самовстановлюванням – спряження торця циліндричного ролика з кільцем сепаратора зі сторони гнізда; спряження четвертої групи з самовстановлюванням – це спряження тіл кочення з доріжками кочення кілець та перемичками сепаратора; спряження п’ятої групи без самовстановлювання відповідає умовам контактування торця циліндричного ролика у випадку його перекосу з бортами кілець (зовнішнього або внутрішнього), що мають піднутрення. Таким чином, для циліндричних роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьові навантаження, ха-

рактерні всі групи відомих спряжень пар тертя переважно в умовах самовстановлювання контактуючих деталей.

У машинобудуванні розрізняють технологічні та експлуатаційні відхилення форми і профілю поверхні деталі. Технологічні відхилення зумовлені недостатньою точністю верстата, похибками в закріпленні інструмента, помилками при виборі режиму обробки та іншими технологічними причинами. Експлуатаційні відхилення бувають спричинені похибками монтажу, перенавантаженнями, вібраціями, зносом.

Відхилення форми і профілю поділяють на макроскопічні та мікроскопічні; вони суттєво впливають на контактування при терті та зношуванні.

Макровідхилення спряжених поверхонь погіршують умови їх контактування, зменшують номінальну площину контакту, можуть змінити вид тертя деталей. Технологічні макровідхилення поверхонь деталей можуть бути викликані помилками не лише під час обробки, а й у процесі складання підшипникових вузлів. Наприклад, надмірне затягування кришки підшипникового вузла може спричинити деформацію згину кілець підшипників, що призведе до зміни плями контакту тіл кочення з доріжками кочення, а похибки складання підшипникового вузла можуть призвести до перекосу кілець унаслідок непаралельності посадкових місць валів, корпусів, кришок. В експлуатації безперервна трансформація макрогеометрії деталей зумовлена навантаженнями, процесами релаксації напружень, температурою навколишнього середовища та працюючої машини. Незалежно від класу точності виготовлення, наприклад, кулькових підшипників найбільші похибки мають бігові доріжки зовнішніх кілець з переважними дефектами у вигляді овальності. Кульки мають незначні відхилення від правильної геометричної форми, а основною похибкою складання підшипника є різнорозмірність кульок у комплекті. Макровідхилення характеризують два параметри: H_{\max} – максимальна висота; H_p – висота згладжування.

Таким чином, значення та характер зміни макрогеометрії деталей пар тертя є суттєвим фактором, який визначає знос та придатність деталей для подальшої експлуатації.

Серед мікровідхилень розрізняють хвилястість, шорсткість, субмікрошорсткість.

Хвилястість поверхонь – періодичні відхилення номінального профілю деталей, які являють собою приблизно однакові за розмірами виступи та западини з відношенням висоти до кроку в межах $0,02 \dots 0,001$. Технологічна хвилястість поверхонь виникає через недостатню жорсткість у системі “верстат – пристосування – інструмент – деталь”, а також унаслідок низькочастотних коливань зазначеної системи. Ці коливання спричинюються неоднорідністю механічних властивостей матеріалів деталей та відмінностями параметрів обробки. Експлуатаційна хвилястість поверхонь може бути викликана реологічними властивостями матеріалів деталей і динамічними навантаженнями у sprzęженнях.

Хвилястість поверхонь тертя особливо негативно впливає на експлуатаційні властивості деталей, що працюють в умовах кочення або кочення з ковзанням. Так, через хвилястість на доріжках кочення кілець або на робочих поверхнях тіл кочення знижуються гранична частота обертання підшипників, жорсткість, ресурс та підвищуються робоча температура, шумність, вібрація, момент тертя. Зі зменшенням кроку хвилі знижується контактний опір утоми робочих поверхонь деталей підшипників. Хвилястість поверхні характеризується: максимальною висотою хвилястості W_{\max} , середнім арифметичним відхиленням хвилястості W_a , висотою згладжування хвилястості W_b , кроком хвилі S_{\min} .

Поверхні реальних деталей не бувають бездоганно гладкими, вони завжди мають шорсткість. *Шорсткість поверхні* – послідовність невеликих виступів і западин, що розташовані на ділянці базової довжини. Роль цього виду мікровідхилення дуже велика. Від макрогеометрії шорсткості залежить значення коефіцієнта тертя, зносостійкість, статична і динамічна міцність, корозійна вла-

стивість, опір кавітації, відбиття електромагнітних і світлових хвиль та інші характеристики технічних об'єктів.

Технологічна шорсткість поверхні зумовлена геометрією інструмента та його зносом, вібрацією верстатного обладнання та заготовки, режимом обробки, властивостями оброблюваного матеріалу інструмента. Технологічна шорсткість поверхні для багатьох видів механічної обробки (точіння, фрезерування, шліфування) неоднакова в напрямку руху інструмента та перпендикулярному напрямку; розрізняють технологічну шорсткість повздовжню та поперечну.

Експлуатаційну шорсткість поверхні поділяють на рівноважну та нерівноважну. Нерівноважна шорсткість є перехідною від технологічної до рівноважної і характерна для процесу припрацьовування деталей рухомого спряження. Механізм її зміни залежить від напруженого стану в зоні контакту мікронерівностей. При пружних деформаціях зони контакту зміна шорсткості поверхонь зумовлена зносом взаємодіючих деталей. При пластичних деформаціях у зонах контакту під час припрацьовування відбувається інтенсивне пластичне деформування менш жорсткого шару поверхні, тобто “підлаштування” поверхні менш жорсткого тіла під поверхню більш жорсткого тіла. У результаті пластичні деформації в зонах контактів мікронерівностей трансформуються в пружні, і тоді нерівноважна шорсткість поверхні стає рівноважною. Припускається, що рівноважна шорсткість поверхні за нормальних умов тертя відтворюється, однак механізм відтворення до цього часу недостатньо вивчений.

При рівноважній шорсткості поверхні в рухомому спряженні спостерігаються мінімально можливі сили тертя та мінімальні інтенсивності зношування. Рівноважна шорсткість характеризує стійкий стан експлуатації вузла тертя. Про це свідчить, наприклад, випробування підшипників кочення з різною шорсткістю оброблених жолобів кілець. При початковій шорсткості R_a нижчій 0,08 мкм, мікрогеометрія контактуючих поверхонь поліпшується; початкова шорсткість 0,08...0,04 мкм в експлуатації деталей не змінюється; шорсткість 0,04...0,02 мкм з часом – підвищується.

Параметрами шорсткості, згідно з ГОСТ 2789-73, прийнято вважати R_a – середньоарифметичне відхилення профілю; R_z – висота профілю, що вимірюється за десятьма точками на поверхні; R_{max} – найбільша висота профілю; S_m – середній крок нерівностей; S – середній крок за вершинами локальних виступів; t_r – відносна опорна довжина профілю. Щоб не змішувати параметри хвилястості і шорсткості, при оцінці параметрів останньої використовують профілі поверхонь певної довжини, яка має назву «базова». Значення базової довжини профілю залежить від якості обробки поверхні.

У спряженні деталей машин важливі не тільки висота нерівностей контактних поверхонь, але й радіуси закруглень, западин та виступів, кути нахилу бокових сторін нерівностей, конфігурація шорсткості. На параметри процесу припрацювання, зносостійкості, контактної жорсткості впливає також коефіцієнт наповнення (відношення середнього значення відхилень до максимального відхилення від середньої лінії профілю), а також несуча довжина профілю (сума відрізків, які відсікаються на профілограмі лінією, що паралельна середній лінії профілю). Останній параметр характеризує розподіл матеріалу в поверхнево-му шарі твердого тіла і задається опорною кривою профілю поверхні.

Фізичний зміст й експлуатаційне значення параметрів висоти поверхні та її кроку відрізняються. Залежно від функції деталі первинне значення може мати той чи інший параметр шорсткості поверхні. Так, для запобігання появі концентраторів напруження й утворенню втомних тріщин у матеріалі деталі потрібно домагатися максимально гладкої поверхні, у якій будуть мінімальні нерівності профілю, максимальним – середній крок з радіусами закруглень западин та виступів, значними – кути нахилу бокових сторін нерівностей. Для деталей антифрикційних вузлів тертя важливим є вирішення питання про утримання мастила й утворення поверхні з достатньою опорною площиною.

Зазначеної множини параметрів шорсткості поверхні найчастіше недостатньо для оцінки експлуатаційних властивостей її мікрогеометрії за критерієм зносостійкості; суттєву роль відіграє розташування нерівностей щодо напрямку

тертя. Зміна напрямку штрихів обробки на деталях (характеру шорсткості) може в деяких випадках істотно (в декілька разів) збільшити або зменшити темп зношування контактуючих деталей.

Субмікрошорсткість – це значно менші відхилення, які знаходяться на поверхнях мікронерівностей. Субмікрошорсткість зумовлена внутрішніми дефектами матеріалу (вакансіями, дислокаціями), нерівномірним деформуванням окремих кристалів, мікротріщинами та іншими факторами міжмолекулярної та міжатомної взаємодії. Розміри субмікрошорсткостей поверхонь менші за розміри шорсткостей на два-три порядки. Як правило, субмікрошорсткість не чинить суттєвого впливу на експлуатаційні характеристики поверхонь деталей.

Оптимальна зносостійкість пар, що труться, визначається сприятливим сполученням структури і складного комплексу властивостей: фізико-механічних (високий опір стискуванню, згину, зсуву, великі сили молекулярно-механічного з'єднання, сполучення великих значень твердості і в'язкості за відсутності крихкості та ін.), фізичних (висока тепло- і температуропровідність та ін.); фізико-хімічних (висока насиченість і рівномірність мікророзподілу легуючих елементів, стійкість проти корозії та ін.). Теоретично описати зміну згаданих властивостей у поверхневих шарах деталі не вбачається за можливе. Тому їх оцінку виконують за двома найбільш доступними механічними параметрами – мікротвердістю та залишковими напруженнями.

Теоретичні дослідження показали, що характер контактної взаємодії робочих поверхонь деталей значною мірою визначається їх фізико-механічними характеристиками: модулем пружності E , коефіцієнтом Пуассона μ , напруженням плинності σ_n , залишковими напруженнями σ_0 та поверхневою мікротвердістю H_0 . На перехід пружних деформацій у пластичні при однорідному матеріалі впливає переважно мікротвердість. Вимірюванням мікротвердості можна якісно оцінити зміцнення матеріалу поверхневого шару. Численні експериментальні дослідження свідчать, що при зростанні відстані від поверхні деталі мікротвердість збільшується і досягає максимального значення на деякій глибині, а

потім монотонно з різною інтенсивністю знижується до деякого рівня. Положення максимуму визначити складно; орієнтовно найбільше значення мікротвердості досягається на межі окислів з основним матеріалом. Такі зміни мікротвердості поверхні характерні для умов експлуатації з незначним нагріванням деталі. При значному нагріванні поверхневого шару виникає його розм'якшення так, що мікротвердість практично не змінюється по глибині всього шару.

У процесі обробки металу різанням кінетична енергія атомів у кристалічній решітці перевищує мінімальний рівень, що призводить до порушення структуру решітки і появи певного напруженого стану. Після обробки тільки частина атомів займає початкове положення; решта атомів отримує зміщення, а це спричинює появу залишкових напружень. Залежно від розміру області, в якій виникають напруження, розрізняють залишкові напруження першого, другого і третього роду. Напруження першого роду – це мікронапруження, що охоплюють область, порівняну за площею з розмірами деталі; мають орієнтацію, що зумовлена формою деталі і виникає внаслідок неоднорідності силового чи температурного поля деталі. Напруження другого роду – мікронапруження, що розповсюджуються на окремі зерна металу або групу зерен; існують у площинах ковзання і всередині блоків мозаїчної структури. Напруження третього роду – субмікроскопічні напруження, що пов'язані з викривленням кристалічної решітки; зрівноважуються в невеликих групах атомів, які лежать на межі блоків мозаїчної структури в площині ковзання.

Зносостійкість деталей машин значною мірою визначається такими параметрами залишкових напружень: знаком, значенням, глибиною залягання, законом розподілу, глибиною зміцненого шару, структурним і хімічним складом. Отже, аналіз трибологічних процесів і явищ, які виникають у рухомих спраженнях, а також численні дослідження характеристик якості поверхонь деталей дозволили встановити параметри стану поверхневих шарів, що визначають експлуатаційні властивості деталей. Геометричними параметрами поверхні не-

обхідно визнати: параметри макровідхилення H_{\max}, H_p ; параметри хвилястості W_{\max}, W_a, W_p ; параметри шорсткості $R_a, R_z, R_{\max}, t_p, S_m, S$; фізико-механічні параметри матеріалу поверхневого шару – поверхнева мікротвердість H_0 , глибина зміцненого шару h_μ , залишкові напруження σ_0 і глибина їх залягання h_0 .

12.2. СПРЯЖЕННЯ “КУЛЬКА – ЖОЛОБ”

Форма робочої поверхні жолоба кулькових підшипників визначає закон розподілу тиску в контакті деталей під навантаженням і значною мірою їх працездатність та надійність. Так, ресурс деталей, що працюють в умовах точкового контакту і виходять з ладу внаслідок утомного викришування, за інших рівних умов є обернено пропорційним максимальному контактному тиску σ_{\max}^9 . Глибина лунок, що утворюються в результаті бринелювання, обмежує вантажність опор і пропорційна σ_{\max}^4 .

Отже, створюючи робочі поверхні кулькових підшипників, намагаються отримати якомога нижче значення σ_{\max} за рахунок рівномірного розподілу тиску по площині контакту, що суттєво підвищує вантажність підшипника.

Аналіз роботи кулькових підшипників показує, що кругова форма жолоба не є оптимальною ані з погляду енергетичних втрат, ані з погляду їх ресурсу. При круговій формі жолоба навантаження передається через еліптичну зону контакту, розподіляючись по ній дуже нерівномірно. У результаті значна частина робочої поверхні недовантажена, в той час як центральна частина перевантажена майже в півтора рази. При звичайних співвідношеннях радіуса жолоба до діаметра кульки ($R_x/D_w = 0,515 \dots 0,45$) та істотному викривленню площадки контакту в процесі кочення виникають значні сили диференціального проковзування, які спричиняють зростання енергетичних втрат у підшипнику, нагрівання та зношування деталей, що знижує ресурс підшипника. Шляхом наближення зон максимального контактного тиску до миттєвої осі обертання

можна знизити втрати на диференціальне проковзування і тепловиділення в контакті, підвищити легкість ходу і граничну швидкісну характеристику.

З числа досліджених найбільш перспективними виявилися еліптичний профіль з початковим двоточковим контактом (рис. 12.2) і профіль, який умовно називають складним (рис. 12.3).

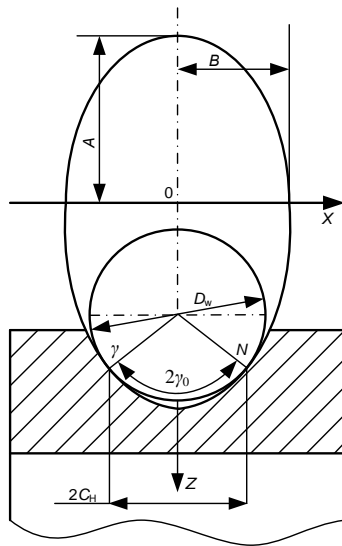


Рис. 12.2. Еліптичний профіль

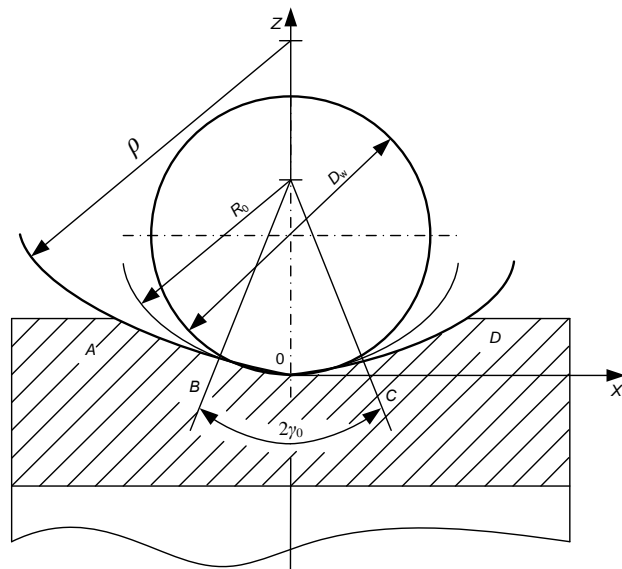


Рис.12.3. Складний профіль

Еліптичний профіль з початковим двоточковим контактом застосовують у підшипниках, що потребують суттєвого зниження енергетичних втрат за умови збереження несучої здатності, а саме: у високошвидкісних легконавантажених кулькових підшипниках зі значними втратами на тертя кочення, які спричинюють значне тепловиділення, зношування, деструкцію мастила; в підшипниках приладів з порівняно незначними навантаженнями, які за умовами роботи повинні мати мінімальний і достатньо стабільний момент тертя.

Площина контакту кульки з початковим двоточковим контактом має форму, що близька до вісімки (рис. 12.4, в). Епюра тиску має два максимуми, чим забезпечується більш рівномірний, порівняно з круговим жолобом, розподіл навантаження вздовж площини контакту і зниження максимального тиску в діапазоні діючого навантаження. Миттєва вісь обертання кульки відносно жолоба

проходить поблизу зон максимального тиску, завдяки чому зменшуються втрати на диференціальне проковзування.

Жолоби складного профілю з центральним кутом $2\gamma_0 = 30^\circ$ рекомендують використовувати за необхідності забезпечення достатньої несучої здатності підшипника й одночасно максимального зниження втрат на тертя кочення. Такі підшипники можуть бути застосовані і в опорах приладів та в інших легконавантажених високошвидкісних роторних системах.

Для важконавантажених і порівняно тихохідних кулькових підшипників, де втрати на тертя не мають суттєвого значення, а ресурс визначається контактними і пластичними деформаціями від зовнішнього навантаження, застосовують складний профіль жолоба з центральним кутом ($2\gamma_0 = 50 \dots 60^\circ$). Для важконавантажених кулькових підшипників, у яких значення навантаження досягають значень статичної вантажності, при високій частоті обертання ($1000 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$), центральний кут $2\gamma_0$ повинен бути в межах $38 \dots 46^\circ$.

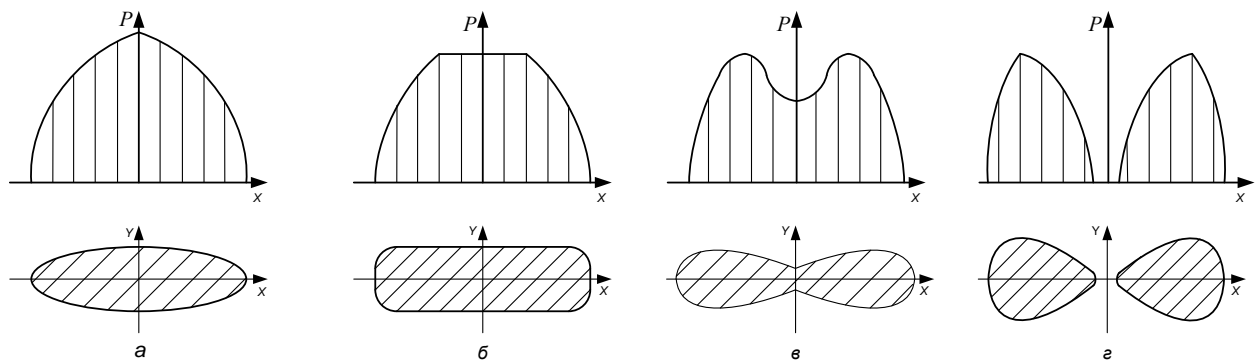


Рис. 12.4. Форми площин контакту і розподіл тиску на них при значеннях R_0/D_w :

$a - 0,515$; $b - 0,505$; $v - 0,495$; $z - 0,485$

У складному профілі (див рис. 12.3) середня частина контактної зони BC на центральному куті $2\gamma_0$ окреслена дугою постійного радіуса R_0 , бокові спряжені з нею ділянки AB і CD мають змінний радіус кривизни ρ , який поступово збільшується біля країв жолоба. Характер контакту кульки з жолобом складного профілю та еюра тиску визначаються параметрами $2\gamma_0$, $K = R_0/D_w$, $\rho = \rho(\gamma)$. При $2\gamma_0 > 60^\circ$ площа контакту має загальновідому еліптичну форму (рис. 12.4, a), еюра тиску являє собою півеліпсоїд. Зі зменшенням значень цих па-

раметрів площина контакту стає коротшою та ширшою, і при $2\gamma_0 = 30...50^\circ$, $K = 0,505$ вона наближається за формою до смуги постійної ширини з закругленнями по краях (рис. 12.4, б). Епюра тиску в цьому випадку близька за формою до паралелепіпеда зі скругленими кутами. При зменшенні радіуса R_0 , коли $R_0 < R_w$, виникає двоточковий контакт, але при $R_0 \geq 0,495D_w$ зони контакту з підвищенням навантаження сходяться і, як у випадку еліптичною жолоба, перетворюються на вісімку (рис. 12.4, в). Епюра тиску тут має два максимуми, і з підвищенням навантаження площина контакту розширюється. При $R_0/D_w \leq 0,485$ площина контакту розділяється на дві зони (рис. 12.4, г) які залишаються розділеними навіть при суттєвому збільшенні навантаження.

Найбільш перспективними є профілі жолоба, у яких площадки контакту мають форму, подану на рис. 12.4, б, в. Умови контакту в цих випадках є проміжними між точковими ($p_{\max} = 1,5p_{\text{сер}}$) та лінійним ($p_{\max} = 1,27 p_{\text{сер}}$) і в першому наближенні набувають значень $p_0 = 1,35$. Випробування підшипників зі складним профілем ($2\gamma_0 = 38...46^\circ$, $R_0/D_w = 0,505$) підтвердило зростання ресурсу майже на 60 % порівняно з підшипниками стандартної конструкції.

12.3. СПРЯЖЕННЯ “ЦИЛІНДРИЧНИЙ РОЛИК – ДОРІЖКА КОЧЕННЯ”

Якщо кільця і ролики мають прямолінійні твірні по всій поверхні кочення, то при навантаженні підшипника виникає крайовий ефект. Він проявляється в різкому збільшенні контактного напруження та підвищеній деформації по краях контактної плями (рис. 12.5).

Крайовий ефект особливо яскраво проявляється при перекосах кілець, які виникають через неспіввісність посадкових місць підшипників та в момент дії осьового навантаження. При високих навантаженнях крайовий ефект виявляється також у вигляді пластичних деформацій, що з’являються на цих ділянках. Ширина площини контакту і тиск по краях перевищує середні значення у 1,3...1,4 рази. Крайовий ефект суттєво знижує ресурс підшипника.

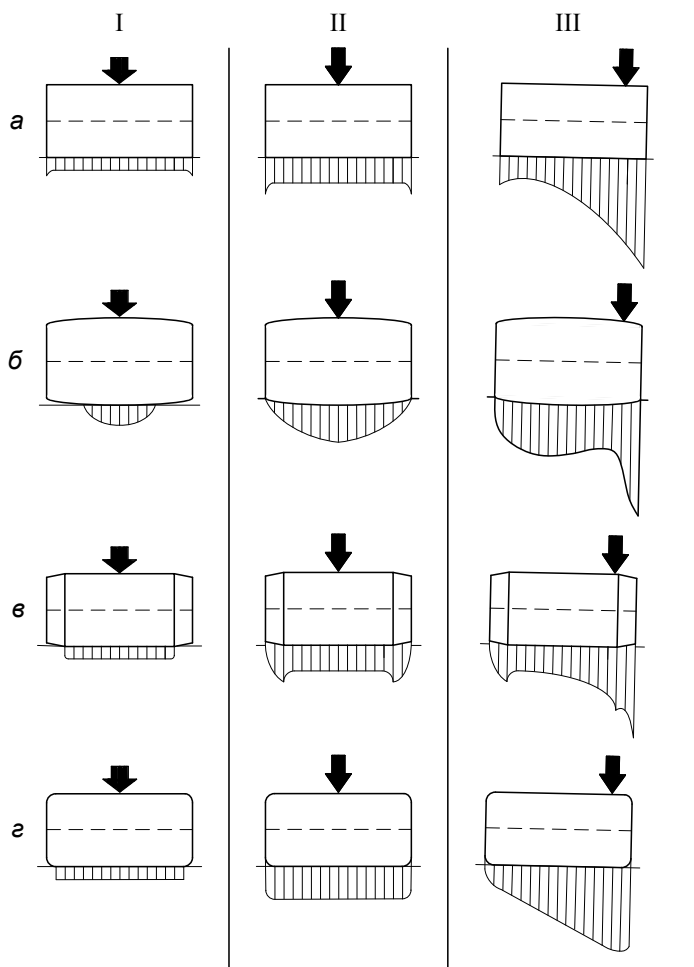


Рис. 12.5. Епюри тиску при контакті кілець з роликами:

a – прямолінійна твірна; *б* – бомбіна; *в* – зі скосами; *г* – з закругленнями біля країв (логарифмічний профіль); *I* – мале навантаження; *II* – велике навантаження; *III* – велике навантаження і перекіс

Для зменшення чи усунення крайового ефекту застосовують поверхні кочення з криволінійною твірною. Знаходять використання ролики з поверхнею кочення, що утворена постійним радіусом – бомбіновані ролики (рис. 12.5, *б*). Однак бомбіновані ролики мають певні недоліки. Якщо експлуатаційне навантаження виявиться меншим від розрахункового, то не вся ширина доріжки кочення буде в контакті з роликом, і, отже, ресурс буде заниженим. Унаслідок перекосу площа контакту зміщується до одного з торців, і виникає крайовий ефект. Для усунення крайового ефекту при перекосі необхідно зменшити радіус бомбіни, що може призвести до подальшого скорочення зони контакту з кільцями. Контактна жорсткість підшипників з бомбінованими роликами знижена,

що неприйнятно для деяких високоточних вузлів. Тому для зменшення крайового ефекту застосовують також ролики зі скосами різного конструктивного виконання. Найпростішими за формою є ролики, в яких скоси виконані у вигляді конусів, з центральною прямолінійною частиною твірних ліній (рис. 12.5, в). При невеликих навантаженнях у таких роликів працює тільки центральна частина, при перекосах – конічні поверхні. Більш удосконаленими є ролики з криволінійними скосами (рис. 12.5, г).

Для циліндричних роликотішипників колісних пар вагонів доведено, що раціональною формою ролика може бути дворадіусна твірна, яка поєднує переваги прямолінійної та однорадіусної. Пропонується дворадіусною виконувати і доріжку кочення кілець.

У випадку недостатнього ресурсу важконавантажених підшипників унаслідок перекосів кілець ефективним засобом його підвищення є повздовжня прямолінійна корекція кілець і роликів. Однак найкраща форма робочої поверхні роликів і доріжок кочення кілець може бути отримана з урахуванням усіх видів перекосу роликів у підшипнику кочення.

12.4. СПРЯЖЕННЯ “ТОРЕЦЬ ЦИЛІНДРИЧНОГО РОЛИКА – БОРТ КІЛЬЦЯ”

Для підшипників 12000, 42000, 52000, 62000, 92000, що мають особливість сприймати додатково до радіальних сил ще й осьові навантаження, важливо знати допустимі значення останніх. Допустиме значення осьових сил для наведених типів підшипників визначається не втомними характеристиками матеріалу, а умовами ковзання торцевих поверхонь роликів відносно бортів чи приставних кілець. При цьому визначальну роль відіграють значення і тривалість дії осьового навантаження, частота навантаження, частота обертання й умови змащування підшипника, а також розподіл осьового навантаження по тілах кочення. Останнє потребує роз’яснення.

Вважається, що в радіальних підшипниках з короткими циліндричними роликами зазначених типів осьове навантаження передається від внутрішнього кільця до зовнішнього через борти рівномірно всіма роликами, а зона навантаження підшипника зі зміною радіальної та осьової сил суттєво не змінюється. Теоретично і експериментально показано, що осьове навантаження на ролики циліндричного підшипника розподіляються нерівномірно. Встановлено, що в умовах навантаження без перекосів кілець осьове навантаження передається через ролики радіально навантаженої зони підшипника. Аналітичний висновок, що осьове навантаження підшипника сприймається в основному роликами, які несуть радіальне навантаження, зроблений на основі спостереження за спрацюванням робочих бортів зовнішніх кілець. В умовах несприятливого перекоосу кілець погіршується розподіл осьового навантаження підшипника, що призводить до значного перевантаження центрального ролика.

При визначенні допустимого значення осьового навантаження на підшипник виходять з припущення про рівномірний характер його розподілу на тіла кочення. Тоді при сприйнятті окремим роликом осьової сили $\frac{F_a}{z}$ (z – число роликів у підшипнику) контактні зони між торцевими поверхнями ролика і кілець розташуються так, що виникає момент $\frac{a \cdot F_a}{z}$, який зрівноважується моментом $(b \cdot F_{ri})$. Це призводить до перерозподілу контактних навантажень на доріжках кочення кілець (рис. 12.6, *а*).

Сили тертя між бортами кілець спричиняють взаємне зміщення (на відстань c) осьових сил (рис. 12.6, *б*), які діють на окремий ролик, з перерозподілом контактних навантажень по бортах так, що

$$l_w(\mu F_a) / z = c(F_a / z).$$

Виходячи з рівномірного розподілу осьового навантаження на ролики, допустиме його значення рекомендується вибирати за виразами

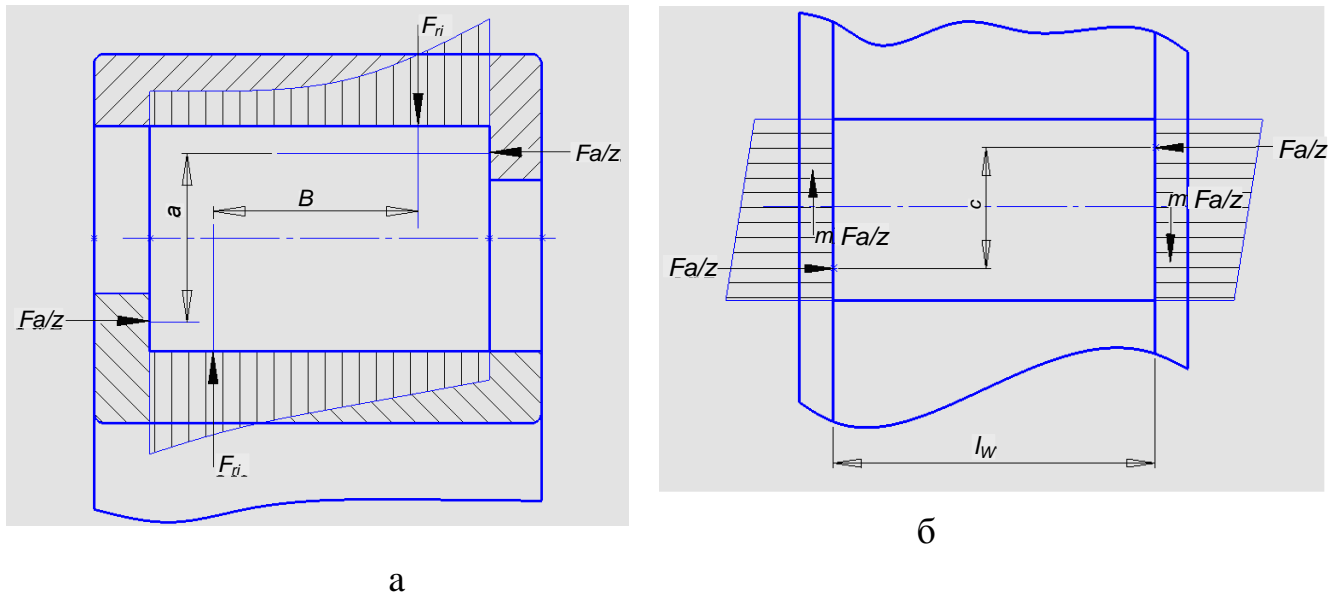


Рис. 12.6. Схема сил, що діють на циліндричний ролик підшипника:
 а – радіальний переріз підшипника;
 б – вид зверху на ролик між бортами кілець

- для пластичного змащування $F_a = f_a \cdot f_b \cdot D_1^2 \left(2 - \frac{n \cdot D_1}{100000}\right);$ (12.1)

- для рідинного змащування $F_a = f_a \cdot f_b \cdot D_1^2 \left(1 - \frac{n \cdot D_1}{600000}\right),$ (12.2)

де D_1 – діаметр доріжки кочення зовнішнього кільця; f_a – коефіцієнт, що залежить від умов навантаження; f_b – коефіцієнт, що залежить від типу та серії підшипника.

Допустиме осьове навантаження для циліндричних роликopідшипників пропонується визначити як функції від багатьох параметрів у вигляді

$$F_a = f(B, \mu, k), \quad (12.3)$$

де B – коефіцієнт, що враховує допустимий питомий тиск у контакті, число роликів, діаметр ролика, площину контакту ролика з бортами внутрішнього та зовнішнього кілець, частоту обертання; μ – коефіцієнт тертя торців роликів по бортах кілець; k – коефіцієнт, що враховує форму поверхонь тертя ролика і борта кільця.

Аналіз виразів для осьових навантажень циліндричного роликотрещинника показує, що один з найважливіших факторів впливу на їх допустимі значення є геометричні форма поверхонь спряження ролик – борт (плоского торця ролика з плоским бортом кільця, конусного торця ролика з конусним бортом, сферичного торця ролика з нахиленим плоским бортом). Питання дослідження та оптимізації контакту торців роликів з бортами кільця розглядалися в теоретичних та експериментальних роботах.

За критерії працездатності циліндричного роликотрещинника з осьовим навантаженням вибирають мінімальні контактні напруження і момент тертя, критичну в'язкість мастильного середовища (температура, при якій виникає перехід від гідродинамічного тертя до граничного), потужність тертя і частку проковзування в контакті, товщину мастильного шару, коефіцієнт тертя і тепловиділення.

Теоретичний аналіз контакту торця ролика – борт кільця та числові розрахунки геометрії цього спряження показують, що оптимальні радіус торця ролика та кут нахилу борта за критерієм мінімальних контактних напружень, залежать від значень радіального й осьового навантажень та від кутів перекосу ролика між бортами. Розрахункові залежності коефіцієнта тертя, товщини мастильної плівки і температури в контакті від значення кута скосу борта кільця для різних мастильних середовищ вказують, що для утворення гідродинамічної мастильної плівки в контакті “торець ролика – борт кільця” необхідно виконувати профілювання їх поверхонь.

Досліджено чотири типи спряжень “торець ролика – борт кільця”: “конус – конус”, “сфера – конус”, “тор – конус”, “локалізований контакт” з розташуванням контактної плями біля переходу криволінійної частини торця ролика у площинну (рис. 12.7).

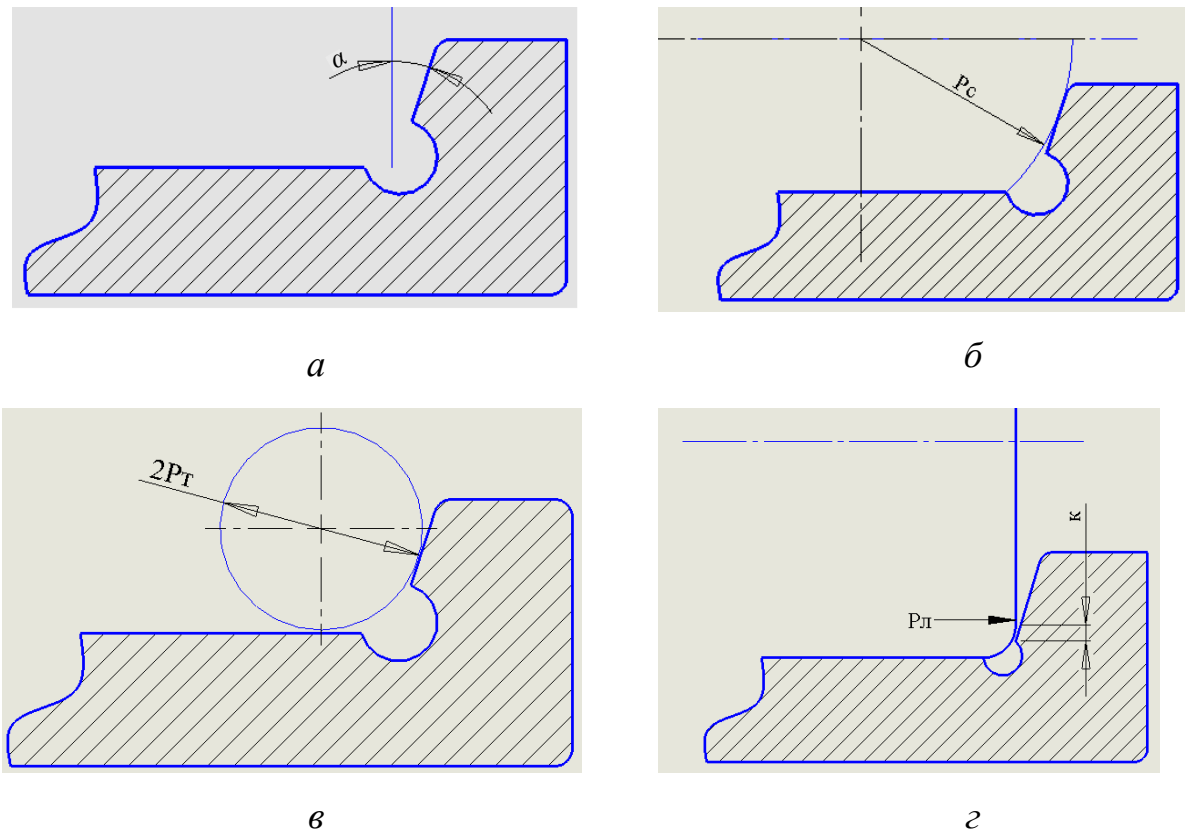


Рис. 12.7. Схеми контакту торця циліндричного ролика:
 а – “конус – конус”; б – “сфера – конус”; в – “тор – конус”; г – “локалізований контакт”

Теоретичне дослідження контакту в спряженні “торець ролика – борт кильця” виконують виходячи з наступних положень. Перехід від гідродинамічного режиму змащування до граничного відбувається при зменшенні товщини мастильного шару в контакті нижче деякого критичного значення $h_{кр}$, яка пов’язана з приведеною шорсткістю контактних поверхонь:

$$h_{кр} < \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}, \quad (12.4)$$

де R_{a1}^2 , R_{a2}^2 – середні арифметичні абсолютні значення відхилень профілів поверхонь.

Товщину мастильного шару розраховують за виразом

$$h = C \cdot R_{\pi} \left(\frac{\eta_0 \cdot \alpha \cdot \nu}{R_{\pi}} \right)^m \left(\frac{\sigma_m}{E_{\pi}} \right) \quad (12.5)$$

де η_0 – динамічна в’язкість мастила при атмосферному тиску; σ_m – максимальне контактне напруження; α – п’єзокоефіцієнт в’язкості; ν – середня су-

марна швидкість кочення поверхонь тертя, $v = \frac{v_1 + v_2}{2}$; E_n – приведений модуль пружності тіл тертя, $E_n = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi \cdot E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi \cdot E_2} \right)^{-1}$ (тут ν_1, ν_2 – коефіцієнти Пуассона для матеріалів тіл тертя; E_1, E_2 – модулі пружності для матеріалів тіл тертя); R_n – приведений радіус кривизни контактуючих поверхонь у площині, що збігається з напрямком руху, тобто напрямком осі X ; C, m, n – сталі, що залежать від співвідношення півосей еліпса площини контакту.

В умовах граничного тертя важливе значення мають характеристики W та β режиму тертя, що пов'язані зі швидкістю V ковзання поверхонь, і які визначають тепловиділення в контакті та ймовірність захоплення й появи задирок, а саме:

- потужність тертя

$$W = f \cdot N \cdot V, \quad (12.6)$$

де f – коефіцієнт тертя; N – осьова сила, що діє на один ролик;

- частка проковзування в контакті

$$\beta = \frac{v}{v_1^l + v_2^l} 100 \% \quad (12.7)$$

де v_1^l, v_2^l – швидкості точок борта і торця ролика, що віддалені від доріжок кочення на відстань l .

Розрахунки показали, що найкращий результат (малі контактні напруження, великі критичні температури), як і очікувалось, дає схема контакту “конусний борт – конусний торець”. Ця схема забезпечує лінійний контакт зі значними приведеними радіусами кривизни, що зумовлює сприятливі умови реалізації гідродинамічного тертя. Однак сказане не може бути підставою для вибору такої схеми, оскільки вона дуже чутлива до перекосів ролика відносно осі кільця, коли замість лінійного контакту реалізується точковий. Тому схема “конус – конус” є неприйнятною.

В схемах контакту “сфера – конус” і “тор – конус” суттєве поліпшення умов тертя досягається тільки за рахунок збільшення радіуса кривизни, що пот-

ребує підвищення висоти борта, а отже, збільшення габаритів підшипника, що також є неприйнятним.

Уникнути жорсткого зв'язку геометричних параметрів поверхонь торця ролика і борта можливо, якщо борт буде конусним, а плоский торець ролика матиме на периферійній частині скруглення у вигляді торового поясу з розташуванням контактної плями біля переходу площинної поверхні в криволінійну. Для такої схеми контакту немає обмежень при виборі радіуса кривизни торця ролика.

Порівняння результатів розрахунку для локалізованого контакту та для схем контакту “сфера – конус”, “тор – конус” дозволило виявити суттєві переваги першого – “локалізованого контакту”. Хоча потужність тертя і частка проковзування залишалися приблизно однаковими, гідродинамічні умови, які оцінюють за критичною температурою, суттєво кращіми є для “локалізованого контакту”, що зумовлене більшим радіусом кривизни.

Потребує пояснення поняття “локалізований контакт” поверхонь спряження “торець ролика – борт кільця”, яке з'явилося у результаті обстеження деталей підшипників, що були тривалий час в експлуатації. Встановлено, що в початковий період експлуатації циліндричних роликотрідшипників з осьовим навантаженням відбувається інтенсивне зношування торців роликів і бортів кільця. У перші два роки експлуатації торці роликів циліндричних підшипників, наприклад, опорних вузлів колісних пар вагонів набувають форми криволінійного профілю на периферійній частині. Зі збільшенням терміну роботи підшипників спрацювання практично припиняється, і в подальшому геометрія торців роликів не змінюється (рис. 12.8, крива 1).

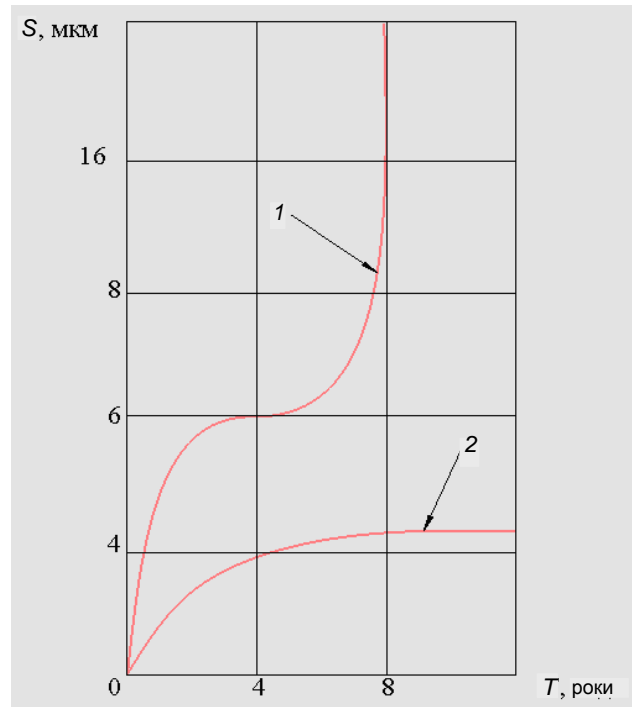


Рис. 12.8. Залежність зносу S торця циліндричного ролика від терміну T експлуатації підшипників типу 2726

Описана зміна форми поверхонь торців роликів і бортів кілець не завжди відбувається у такий спосіб в усіх підшипників. Часто виникають процеси схоплювання (рис. 12.8, крива 2), що зумовлюють подальше різке збільшення зносу торців і бортів кілець аж до появи задирок («ялинки») з наступним різким підвищенням температури підшипника, суттєвим зниженням (на 40 %) початкової твердості металу. Згідно з результатами спостережень, схоплювання, з'явившись у деяких підшипниках, не завершується припрацюванням, і, навпаки, припрацювання торців роликів інших підшипників не перетворюється з часом у схоплювання. Інакше кажучи, існує дві певні групи підшипників, для однієї з яких характерне припрацювання торців роликів упродовж усього терміну експлуатації, а для другої – схоплювання.

Найбільш сприятливу геометрію спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричних роликопідшипників колісних пар вагонів було визначено шляхом вимірювання контактних поверхонь близько 2000 шт. роликів тих підшипників, що не мали слідів схоплювання чи задирок. Геометрія спряження

“торець ролика – борт кільця” підшипників, що в експлуатації не мали слідів схоплювання чи задирок називають локалізованим контактом. Результати вимірювань зносу спряжень “торець ролика – борт кільця”, що були в експлуатації, відображають інтегральну картину впливу багатьох факторів – навантажень, швидкостей обертання, похибок виготовлення та складання, стану мастила.

Аналіз розглянутих робіт з вивчення контакту “торець ролика – борт кільця” циліндричних підшипників, що мають особливість сприймати осьові навантаження, свідчать про неможливість сучасного виробництва забезпечити оптимальні геометричні параметри поверхонь даного спряження для кожного підшипника. Отже, постає завдання підвищення зносостійкості зазначеного спряження шляхом поліпшення змащувальних властивостей мастильного матеріалу.

12.5. СПРЯЖЕННЯ “СЕПАРАТОР – БАЗУЮЧЕ КІЛЬЦЕ ПІДШИПНИКА”

Можливі конструктивні варіанти геометрії елементів сепаратора підшипників показано на рис. 9.4. Найбільшого зношування зазнають кільця сепаратора, які частіше базуються (спираються) по бортах зовнішнього кільця підшипника, що зумовлюється кращими умовами змащування контактуючих поверхонь. Разом з цим в експлуатації деяких підшипників спостерігається знос кільця сепаратора, що призводить до зміни руху деталей підшипника та сил їх взаємодії. Наприклад, при експлуатації циліндричних роликот підшипників колісних пар вагонів середньорічний вихід з ладу сепараторів за критерієм їх зносу становить 3...5 % , наслідком чого може бути руйнування деталей та підшипника.

Параметри гідродинамічного режиму змащування поверхонь тертя сепаратора з деталями підшипників визначають за методикою розрахунку коротких опорних підшипників ковзання. Мінімальну товщину $h_{пл}$ плівки мастила та втрату Q_n енергії у контакті перемичок сепаратора з тілами кочення приблизно розраховують за формулами:

$$h_{\text{пл}} = 2,5 \cdot 10^{-2} \omega_{\text{п}} \cdot \mu_{\text{п}} \cdot D_w^2 / (\rho_{\text{пр}} \cdot \delta_{\text{пр}});$$

$$Q_{\text{п}} = 1,68 \cdot 10^{-6} \omega_{\text{п}} \cdot \mu_{\text{п}} \cdot D_w^2 \cdot \delta_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{пр.т}} \left(0,25 - \frac{h_{\text{пл}}}{\delta_{\text{пр}}} \right),$$

де $\omega_{\text{п}}$ – кутова швидкість тіла кочення відносно перемички; $\mu_{\text{п}}$ – динамічна в'язкість мастила на вході в зону контакту тіла кочення з перемичкою; $\rho_{\text{пр.т}}$ – приведений середній тиск у контакті, $\rho_{\text{пр.т}} = F_{\text{п}} / H \cdot D_w$; $\delta_{\text{пр}}$ – приведений діаметральний зазор, $\delta_{\text{пр}} = 2R_0 - D_w$; H – товщина перемички; $F_{\text{п}}$ – сила взаємодії перемички з тілом кочення, що визначається з динамічного розрахунку; R_0 – радіус гнізда сепаратора (для кулькових підшипників); D_w – діаметр тіла кочення.

Мінімальну товщину $h_{\text{с}}$ мастильної плівки на кільцях сепаратора та втрати енергії $Q_{\text{с}}$ у контакті з бортами базуючого кільця підшипника розраховують приблизно за формулами:

$$h_{\text{с}} = 1 \cdot 10^{-1} \omega_{\text{с}} \cdot \mu_{\text{пл}} \cdot D_6^2;$$

$$Q_{\text{с}} = 6,3 \cdot 10^{-5} \omega_{\text{с}} \cdot \mu_{\text{пл}} \cdot l_{\text{с}} \cdot D_6^2 \cdot \delta_{\text{пл}} \cdot \rho_{\text{пр.с}} \left(0,25 - \frac{h_{\text{с}}}{\delta_{\text{пл}}} \right),$$

де $\omega_{\text{с}}$ – кутова швидкість сепаратора відносно бортів базуючого кільця; $l_{\text{с}}$ – загальна ширина контакту кілець сепаратора з бортами базуючого кільця; $D_{\text{с}}$ – діаметр кілець сепаратора в зоні контакту з базуючим кільцем; $\delta_{\text{пл}}$ – діаметральний зазор (зазор «плавання») сепаратора, $\delta_{\text{пл}} = D_6 - D_{\text{с}}$; D_6 – діаметр поверхонь тертя бортів базуючого кільця; $\mu_{\text{пл}}$ – динамічна в'язкість мастила в зазорі «плавання»; $\rho_{\text{пр.с}}$ – приведений середній тиск у контакті сепаратора з базуючим кільцем, $\rho_{\text{пр.с}} = F_6 / l_{\text{с}} \cdot D_{\text{с}}$; F_6 – сила взаємодії сепаратора з базуючим кільцем, яка визначається з динамічного розрахунку.

У підшипниках з важким режимом навантаження сепаратор у контакті з тілами кочення та базуючим кільцем має змішаний режим змащування. Тому дослідження та визначення параметрів процесів тертя між деталями підшипни-

ка за умови відсутності їх математичного опису можливе лише методом фізичного моделювання.

12.6. ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОТРІБНОГО РЕСУРСУ ПІДШИПНИКІВ

Ефективним шляхом збільшення ресурсу підшипників кочення вважається зміна режиму тертя через поліпшення властивостей мастила. Завдяки аналізу публікацій з питань зміни режиму тертя через поліпшення експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів для кінематичних вузлів за останні десять років було виявлено зростаючу тенденцію до застосування антифрикційних домішок та присадок.

Відома процедура підбору мастильних матеріалів для кінематичних вузлів з метою мінімізації тертя та зносу, відповідно до якої ефективність дії антифрикційних присадок та домішок оцінюють за значенням другої критичної температури, пов'язана зі значними труднощами, оскільки вимагає проведення спеціальних експериментів та отримання необхідної точності результатів. Тому в тій же роботі поліпшення властивостей мастильних матеріалів шляхом додавання антифрикційних домішок та присадок пропонується оцінювати також за допомогою фізичного моделювання.

Забезпечення ресурсу підшипників кочення повинно включати інформаційну підготовку, розробку методу поліпшення експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів застосуванням антифрикційних домішок та присадок, розробку методу підтримання поліпшених властивостей мастильного матеріалу шляхом керування процесом змащування. Таким чином, для досягнення зазначеної мети пропонується структурна схема послідовності вирішення завдань із забезпечення потрібного ресурсу підшипників кочення, що складається з трьох етапів (рис. 12.9).

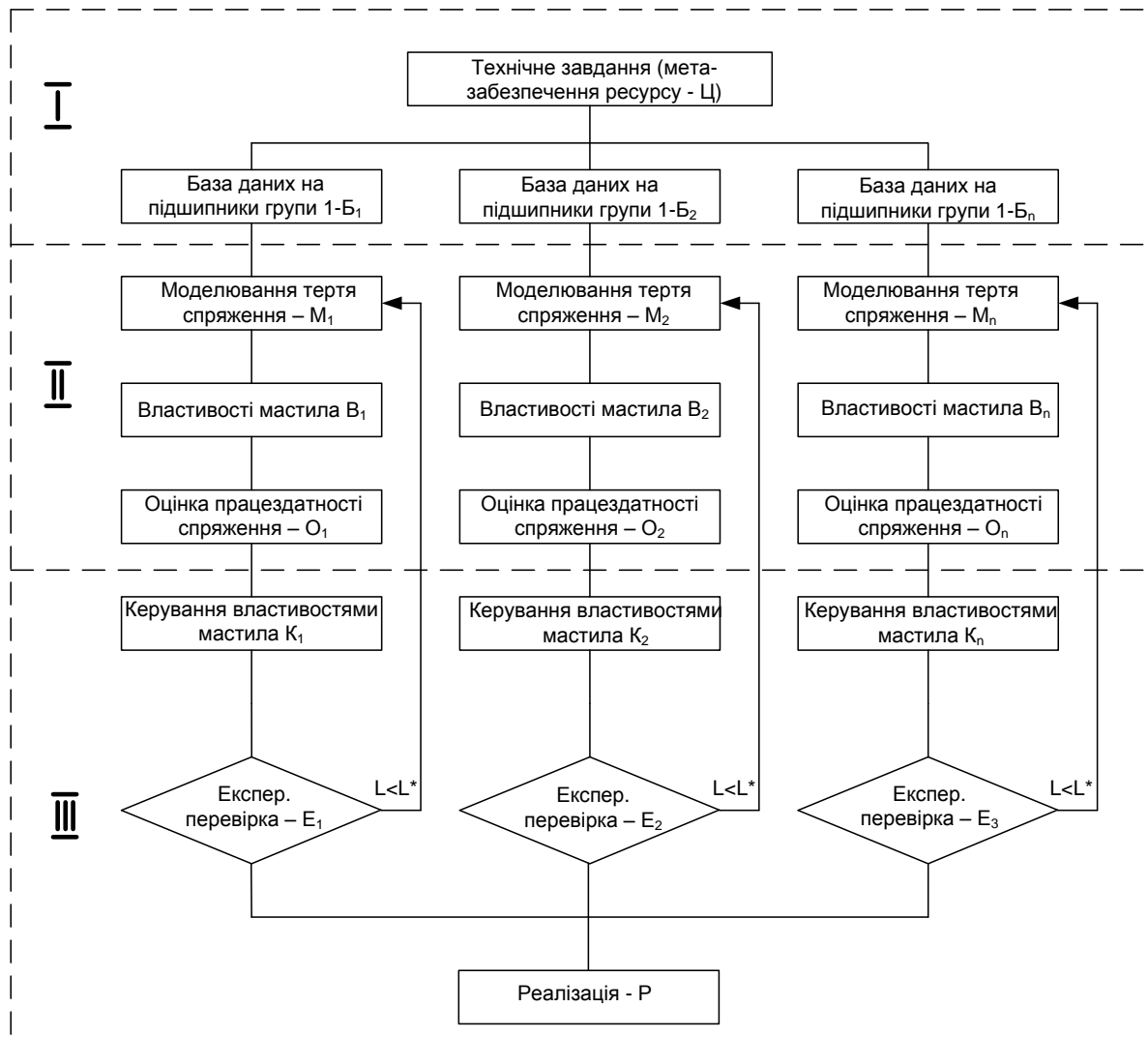


Рис. 12.9. Послідовність вирішення завдань із забезпечення ресурсу підшипників кочення

Технічне завдання може включати множину цілей, які визначаються конкретною групою підшипників, конструкцією спряжень деталей, характером пошкоджень. Наприклад, підвищення контактної витривалості поверхонь бігових доріжок кілець кулькових підшипників шліфувальних верстатів від суцільної дії відцентрового та термічного перевантажень – мета перша (ζ_1), підвищення контактної витривалості поверхонь бігових доріжок кілець циліндричних роликпідшипників газотурбінних двигунів від дії тих же самих навантажень – мета друга (ζ_2), і т. д. Отже, узагальнена мета забезпечення ресурсу підшипників кочення зарезонансних роторних систем може бути подана у вигляді

$$\Pi_n = \{ \Pi_1, \Pi_2, \dots \}. \quad (12.8)$$

Завдання з утворення бази даних на підшипники кочення включає відомості про конструкцію та особливості експлуатації, а саме: матеріали деталей M_d , вид спряження C_k , тип елементів E_n підвищення надійності (поліпшення подачі мастила, організація резервуарів мастила, утримання тіл кочення від випадання), тип навантаження – радіальне H_p чи осьове H_q , вид навантаження – статичне C_n чи динамічне D_n , частота обертання – постійна $\chi_{o.п}$ чи змінна $\chi_{o.з}$, мастильний матеріал M_m , стан зовнішнього середовища O_c , і може бути подане як:

$$B = \{M_d, C_k, E_n, H_p, H_q, C_n, D_n, \chi_{o.п}, \chi_{o.з}, M_m, O_c\}. \quad (12.9)$$

Технічне завдання та база даних утворюють перший підготовчий етап у забезпеченні ресурсу підшипників кочення (рис. 12.9).

Завдання з отримання математичної моделі M процесу тертя та зносу трибоспряжень підшипників включає мету та базу даних і має вигляд

$$M = \{\Pi_n, M_d, C_k, E_n, H_p, H_q, C_n, D_n, \chi_{o.п}, \chi_{o.з}, M_m, O_c\}. \quad (12.10)$$

Завдання з підбору властивостей мастильного матеріалу B визначається залежно від процесу моделювання температури в контакті t та коефіцієнта теплоізоляції K_t після додавання антифрикційних домішок (присадок) і подається як

$$B = \{t, K_t\}. \quad (12.11)$$

Завдання з оцінки O працездатності трибоспряження включає визначення коефіцієнта тертя f та інтенсивності зносу I за результатами моделювання і має вигляд

$$O = \{f, I\}. \quad (12.12)$$

Оскільки основними компонентами етапу поліпшення властивостей мастильного матеріалу для підшипників кочення є множина цілей $\Pi_n = \{\Pi_1, \Pi_2, \dots\}$, множина ознак мастила $M_m = \{M_{m1}, M_{m2}, \dots\}$, множина технічних рішень у вигляді властивостей мастила $B = \{B_1, B_2, \dots\}$, множина оцінок працездатності трибоспряження з новим мастилом $O = \{O_1, O_2, \dots\}$, то найкращі властивості мастила будуть досягнуті за умови

$$(F : (\psi \circ \varphi (M_1)) \rightarrow O) \rightarrow F_{\text{opt}}, \quad (12.13)$$

де F – функція властивостей мастильного матеріалу; φ – бінарне відношення між елементами множини Π_n і множини M_m , $\varphi \subset (\Pi_n \times M_m)$; ψ – бінарне відношення між елементами множини M_m і множини B , $\psi \subset (M_m \times B)$; M_1 – конкретна мета з множини цілей, $M_1 \subset M$.

Остаточний вибір властивостей мастильного матеріалу здійснюється з урахуванням мінімальної собівартості їх отримання C

$$F_{\text{opt}} = C_{\text{min}}. \quad (12.14)$$

Математичні моделі, підбір властивості мастила та оцінка працездатності трибоспряжень утворюють другий етап забезпечення ресурсу підшипників кочення – моделювання процесів тертя та зносу деталей з метою поліпшення властивостей мастила (рис. 12.9).

Етап підтримання поліпшених властивостей мастильного матеріалу (див. етап III на рис. 12.9) потребує наявності процесу їх керування. Завдання з керування властивостями мастила подається у вигляді

$$K_m = \{K_1, K_2, \dots\}. \quad (12.15)$$

Керування властивостями мастила повинно здійснюватись виходячи з наступних міркувань. Зношування робочих поверхонь підшипників залежить від складних процесів у контакті деталей, які визначаються умовами навантаження, кінематикою, властивостями матеріалів деталей і мастила, а також особливостями зовнішнього середовища. Частка впливу факторів тертя на стан мастильного матеріалу має невизначений характер. Тому необхідні властивості мастила будуть відновлюватись в умовах неповної інформації. Таким чином, найбільш прийнятним є керування властивостями мастила для підшипників кочення за схемою, поданою на рис.12.10.

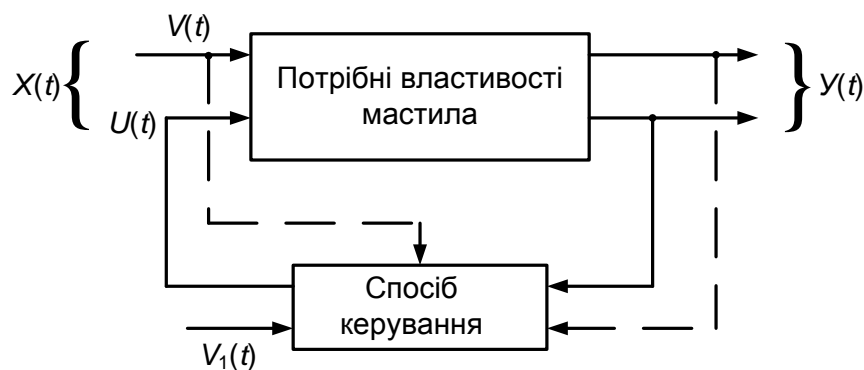


Рис. 12.10. Схематичне подання процесу керування властивостями мастильного матеріалу для підшипників кочення

Вихідний сигнал $Y(t)$ у вигляді потрібного ресурсу спряжень тертя розглядається як реакція на некеровані $V(t)$ та керовані $U(t)$ компоненти вхідного сигналу $X(t) = \{V(t), U(t)\}$. Некеровані компоненти $V(t)$ – це навантаження, швидкості, теплові та інші потоки зовнішнього середовища; керовані компоненти $U(t)$ – кількість та склад легуючих елементів у мастильному матеріалі, частота введення домішок та присадок. Методи знаходження керованої вхідної дії $U(t)$ і способи керування, а також результат керування значною мірою визначаються інформацією про стан мастильного матеріалу.

Керування ресурсом може здійснюватись трьома способами: регулюванням, керуванням параметрами, керуванням структурою.

Регулювання застосовують, якщо суттєвою є дія неврахованих вхідних сигналів або коли будь-які процеси на некерованих вхідних сигналах $V(t)$ відрізняються від спрогнозованих настільки, що система «сходить з потрібної траєкторії». Тоді, спостерігаючи за реальною траєкторією $Y(t)$, знаходять значення $Y(t) - Y_0(t)$ і встановлюють додаткове до програмного керування, яке повинно повернути систему на необхідну траєкторію $Y_0(t)$. Що стосується забезпечення, наприклад, утомної контактної міцності робочих поверхонь кілець і тіл кочення, то «сходження системи з потрібної траєкторії» можна тлумачити як зміну режиму навантаження чи швидкості обертання. Це потребує зміни характеру обслуговування підшипникового вузла, тобто слід збільшити частоту введення антифрикційних домішок чи присадок до мастильного матеріалу в процесі експлуатації.

Якщо неможливо задати опорну програмну траєкторію на весь термін експлуатації чи відхилення від неї таке значне, що неможливо до неї повернутися, виконують прогнозування виду траєкторії $Y(t)$ і визначають можливість перетинання траєкторії $Y(t)$ з областю цілей. Керування в цьому випадку зводять до регулювання параметрів системи, доки не буде забезпечене згадане перетинання. Така ситуація відповідає, наприклад, суттєвій зміні режиму експлуатації підшипника, коли неможливо збільшенням частоти введення антифрикційних домішок чи присадок до мастильного матеріалу забезпечити потрібний ресурс. Тому слід додатково збільшити концентрацію антифрикційних домішок чи присадок у мастильному матеріалі при кожному їх уведенні.

Серед можливих значень керованих параметрів системи може не знайтися такий, що забезпечить перетинання траєкторії з областю цілей. Це значить, що поставлена ціль недосяжна для такої системи. Однак поставлена ціль може бути досяжна для іншої системи з іншою організацією структури. По суті, постає

завдання пошуку системи з іншим складом елементів та структури, проте з однаковим сигналом $Y(t)$ на виході з системи. Для забезпечення, наприклад, утомної контактної міцності робочих поверхонь деталей керування структурою може здійснюватися шляхом застосування антифрикційних домішок чи присадок з іншим складом легуючих елементів.

Практична реалізація поліпшеної мастильної композиції для конкретної групи підшипників кочення можлива після остаточної експериментальної перевірки її працездатності в умовах експлуатації машини. Отже, забезпечення ресурсу підшипників кочення шляхом зміни режиму тертя через поліпшення властивостей мастильного матеріалу та підтримання поліпшених властивостей мастила на потрібному рівні впродовж заданого терміну експлуатації вбачається як ланцюг взаємопов'язаних завдань:

$$\text{Ц} \rightarrow \text{Б} \rightarrow \text{М} \rightarrow \text{В} \rightarrow \text{О} \rightarrow \text{К} \rightarrow \text{Е} \rightarrow \text{Р}. \quad (12.16)$$

Таким чином, запропоновано загальну схему вирішення проблеми та конкретних завдань із забезпечення ресурсу підшипників кочення шляхом використання антифрикційних домішок та присадок до мастильних матеріалів. Запропонований алгоритм не обмежує кількості чинників аналізу, дозволяє залучати як числову, так і якісну інформацію про характер функціонування трибоспрямижень деталей, передбачає можливість керування ресурсом підшипників.

12.7. ЗАВДАННЯ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СПРЯЖЕННЯ “ТОРЕЦЬ ЦИЛІНДРИЧНОГО РОЛИКА – БОРТ КІЛЬЦЯ”

У період 1998–2001 рр. майже третина циліндричних роликотпідшипників колісних пар залізничних вагонів від загального числа обстежених співробітниками УкрДАЗТ мала пошкодження торців роликів і бортів кілець (задири на торцях роликів – 18 %, задири на бортах зовнішніх кілець – 13 %). Дані щодо виходу з ладу цих підшипників унаслідок появи задирок на торцях роликів у 2001–2006 рр. по дорогах України за даними Укрзалізниці подано на рис. 12.11.

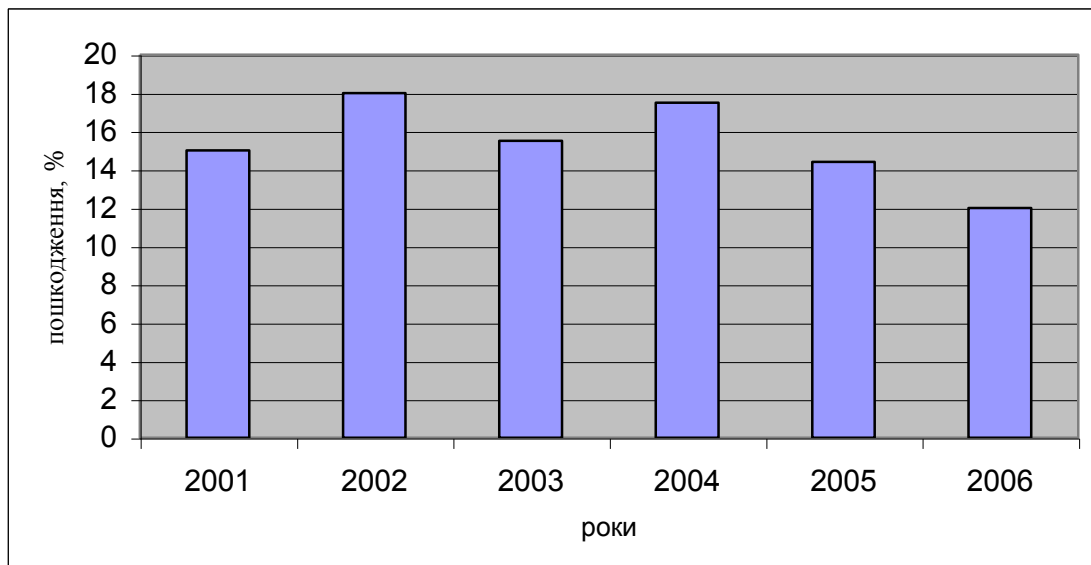


Рис. 12.11. Пошкодження торців роликів підшипників типу 2726

Задири на торцях роликів і бортах кілець підшипників типу 2726 та наступне утворення тріщин спричинюють їх руйнування, що загрожує безпеці руху на залізничному транспорті. Отже, проблема забезпечення зносостійкості спряження “торець циліндричного ролика – борт кільця” підшипників типу 2726, що сприймають радіальні та осьові навантаження, дуже актуальна.

Поява задирок на торцях роликів і бортах кілець свідчить про те, що їх зносостійкість визначається несприятливими умовами ковзання спряжених поверхонь. При цьому визначальну роль відіграють значення та тривалість дії осевого навантаження, частота обертання та умови змащування. Керувати спрацюванням зазначеного спряження деталей, коли їх конструкція і техно-

логія виготовлення є досить досконалими, доцільно, як сказано вище, шляхом поліпшення властивостей мастильного матеріалу та підвищення ефективності його подавання до поверхонь тертя.

Перспективним з погляду збільшення ресурсу підшипників кочення через поліпшення властивостей мастильного матеріалу, як зазначалося вище (див. підрозд. 8.4), є використання антифрикційних і протизадиркових домішок на основі мінеральних речовин, які називають *геомодифікаторами*. Насьогодні існує обмежена кількість публікацій щодо використання домішок геомодифікаторів для мастила підшипників кочення. Відомі результати застосування домішок геомодифікаторів до технологічного середовища промислового виробництва підшипників кочення, виконана перевірка ефективності дії домішок геомодифікаторів до мастила підшипників кочення в умовах випробувань на стенді. Однак ґрунтовні теоретичні та експлуатаційні дослідження працездатності підшипників кочення з мастилом на основі геомодифікаторів, а тим більше спряжень окремих деталей відсутні. Тому для забезпечення зносостійкості спряження “торець циліндричного ролика – борт кільця” підшипників колісних пар вагонів необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз основних чинників, що впливають на утворення задирок на поверхнях спряження “торець ролика – борт кільця”;
- встановити функціональний зв’язок зношування спряження “торець ролика – борт кільця” з кінематико-динамічними факторами роботи деталей підшипників;
- виконавши аналіз технічної літератури, вибрати найбільш поширені дві-три антифрикційні та протизадиркові домішки на основі геомодифікаторів;
- провести триботехнічні випробування на чотирикульковій машині тертя з метою уточнення вибору однієї найбільш ефективної домішки до мастила;

- провести триботехнічні випробування моделі спряження “торець ролика – борт кільця” з метою уточнення дозування та періодичності введення домішки до мастила;
- перевірити вплив вибраної домішки на антифрикційні та протизадиркові властивості мастила в реальних умовах експлуатації підшипника з метою визначення сумісності з присадками мастила, які додаються виробником, стабільності мастильних та герметизуючих властивостей дослідної мастильної композиції

12.8. ЗАВДАННЯ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СЕПАРАТОРА ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СПРЯЖЕННЯ “СЕПАРАТОР – БАЗУЮЧЕ КІЛЬЦЕ”

На разі відчувається певний дефіцит досліджень щодо працездатності сепараторів й, особливо, склополіамідних сепараторів. Відомо, що напружено-деформований стан склополіамідного сепаратора, наприклад, буксових циліндричних роликів підшипників вивчався методом скінчених елементів. Існуючий контроль міцності зазначеного сепаратора у виробництві здійснюється шляхом рівномірного розтягування конструкції і не забезпечує виявлення прихованих тріщин та дефектів лиття, більше того, може спричинювати появу нових тріщин і збільшувати вже існуючі. Отже, відомі дослідження та метод контролю міцності не дають вичерпної інформації щодо поведінки матеріалу та конструкції склополіамідного сепаратора циліндричних роликів підшипників колісних пар вагонів в умовах експлуатації. Підтвердженням сказаного є передчасний вихід з ладу цього склополіамідного сепаратора (рис. 12.12).

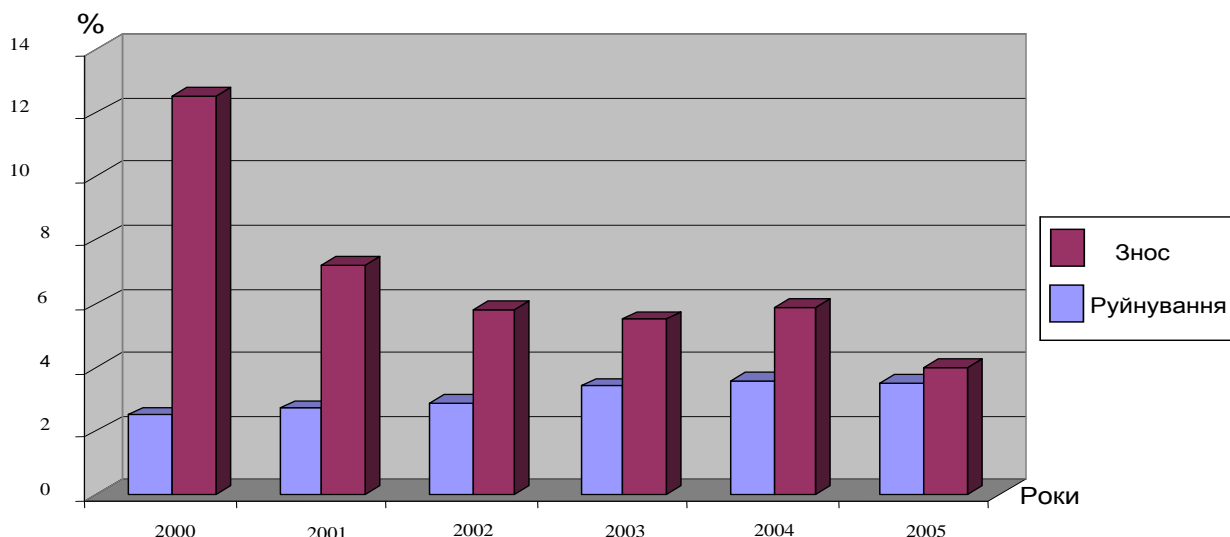


Рис. 12.12. Пошкодження сепараторів підшипників типу 2726

На разі не розроблено наукових основ проектування склополіамідних сепараторів, тобто відсутня теоретична база з вибору структури сепаратора, структурних елементів. Розрахункова схема сепаратора залежить від конструкції елементів, які можуть суттєво відрізнятись. Тому потрібне обґрунтування розрахункової схеми склополіамідного сепаратора з визначенням сил взаємодії деталей підшипника при моделюванні умов експлуатації. При вивченні напружено-деформованого стану питання міцності конструкції розроблено недостатньо. У дослідженнях міцності сепаратора не виконано вибору оптимального числа гнізд, відсутні будь-які рекомендації щодо жорсткості та геометрії перемичок, не обґрунтовано вибір параметрів концентраторів напружень. Під час досліджень деформації склополіамідного сепаратора недостатньо враховувати тільки повзучість матеріалу, треба мати можливість оцінити загальний тепловий стан конструкції внаслідок саморозігрівання полімерного матеріалу в умовах циклічного навантаження.

В основу теоретичної частини досліджень працездатності сепаратора потрібно покласти аналіз його конструкції як системи, що базується на теорії відношень та теорії графів. Це дозволить розробити правила символічного зображення системи, визначити значимість елементів системи та зв'язків між ними,

оцінити якість структурної схеми та сформулювати рекомендації щодо її поліпшення.

Оцінка теплового стану сепаратора повинна виконуватись на основі теорії нелінійної нестационарної теплопровідності, а експериментальні дослідження проводитися з використанням модернізованого стенду для випробувань роликопідшипників букс вагонів методом електротензометрії.

Таким чином, виходячи з основних тенденцій удосконалення конструкцій склополіамідних сепараторів (див. підрозд. 9.1), можна сформулювати завдання з підвищення міцності та зносостійкості, а також з оптимізації жорсткості перемичок і кілець та прогнозування ресурсу сепаратора.

Завдання з підвищення міцності повинні включати:

- визначення геометрії перемичок у зоні контакту з циліндричною поверхнею роликів, що забезпечить симетричне навантаження сепаратора;
- визначення геометрії кілець у зоні контакту з торцями роликів, що дозволить усунути тертя периферійних частин торців роликів;
- встановлення максимально можливого числа гнізд при збереженні міцності конструкції.

Завдання з підвищення зносостійкості мають включати:

- визначення геометрії елементів поліпшення змащування перемичок у зоні контакту з циліндричною поверхнею роликів;
- визначення геометрії елементів поліпшення змащування кілець у зоні контакту з торцями роликів;
- визначення геометрії елементів поліпшення змащування кілець у зоні контакту з бортами базуючого кільця підшипника.

Завдання з оптимізації жорсткості перемичок і кілець повинні містити:

- встановлення оптимальної жорсткості кілець за критерієм їх зносостійкості;

- встановлення оптимальної жорсткості перемичок за критерієм мінімальної сили взаємодії з бортами базуючого кільця;
- визначення впливу саморозігріву полімерного матеріалу на деформацію перемичок та кілець.

Завдання з прогнозування ресурсу сепаратора повинні включати:

- вибір методу оцінки ресурсу полімерного матеріалу при циклічному навантаженні сепаратора;
- проведення ресурсних випробувань зразків полімерного матеріалу;
- визначення емпіричних коефіцієнтів рівняння довговічності.

12.9. ЗАВДАННЯ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СПРЯЖЕННЯ “КУЛЬКА – ЖОЛОБ” ШВИДКІСНИХ ПІДШИПНИКІВ

У швидкісних підшипників кочення переважним різновидом змащування на контактних поверхнях є змішане, яке супроводжується комплексом фізико-хімічних явищ: температурні спалахи, руйнування мастильних та окисних плівок, пластичні деформації і руйнування мікронерівностей. Загальні методи гідродинаміки шорстких поверхонь не дозволяють надійно оцінювати λ -параметр мастильної плівки в контакті деталей швидкісних підшипників. Тому через відсутність адекватного математичного опису процесів змішаного змащування у швидкісних підшипниках для дослідження впливу конструктивних та технологічних заходів з підвищення їх працездатності слід застосовувати методи фізичного моделювання.

Обраний напрям підвищення працездатності та забезпечення ресурсу швидкісних підшипників шляхом поліпшення властивостей мастила з допомогою застосування в якості антифрикційних та протиспрацьовувальних домішок на основі геомодифікаторів вимагає вирішення таких основних стратегічних завдань:

- вибір мети забезпечення ресурсу;

- формування бази даних на підшипники;
- моделювання тертя та зношування дослідних спряжень;
- визначення властивостей мастильного матеріалу;
- оцінка працездатності спряжень деталей;
- керування властивостями мастила;
- експериментальна перевірка результатів досліджень;
- практична реалізація завершеної роботи.

12.10. ПОСТАНОВКИ ЗАДАЧ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРТЯ ТА ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ ШВИДКІСНИХ КУЛЬКОВИХ ПІДШИПНИКІВ

У вирішенні проблеми із забезпечення ресурсу підшипників кочення резонансних роторних систем центральне місце займає моделювання процесів тертя та зносу деталей. Відповідно до визначених двох типів моделей процесу тертя – механічних і теплових пропонується класифікація задач моделювання тертя та зносу підшипників, що подана на рис. 12.13.

Зазначені задачі через недостатню вивченість процесів тертя (невідомі рівняння цих процесів) необхідно вирішувати шляхом фізичного моделювання. Критерії подібності, тобто математичне формулювання умов відповідності моделі та оригіналу, визначають методом аналізу розмірностей із застосуванням π -теореми. Такий підхід дає можливість скласти критеріальне рівняння, що описує досліджуване явище, на основі знань про фактори впливу та їх розмірність. Якщо фізичний процес описується рівнянням залежності від факторів $x_i (1 \leq i \leq m)$:

$$\lambda(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0, \quad (12.17)$$

то згідно з π -теоремою рівняння (12.17) на основі аналізу розмірностей його факторів набуває вигляду

$$\lambda(1, \dots, \pi_1, \dots, \pi_{m-k}), \quad (12.18)$$

де π_1, \dots, π_{m-k} – критерії подібності; k – число незалежних змінних (факторів).

$$\text{Причому } \pi_1 = \frac{P_{k+1}}{P_1^{\alpha_{k+1}} \cdot P_2^{\beta_{k+1}} \cdot \dots \cdot P_k^{\gamma_{k+1}}}; \pi_{v-k} = \frac{P_m}{P_1^{\alpha_m} \cdot P_2^{\beta_m} \cdot \dots \cdot P_k^{\gamma_m}}.$$

Розв'язання рівняння (12.18) відносно, наприклад, π_1 дозволяє подати його як функцію $(m-k-1)$ критеріїв подібності:

$$\pi_1 = \phi(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{m-k}). \quad (12.19)$$

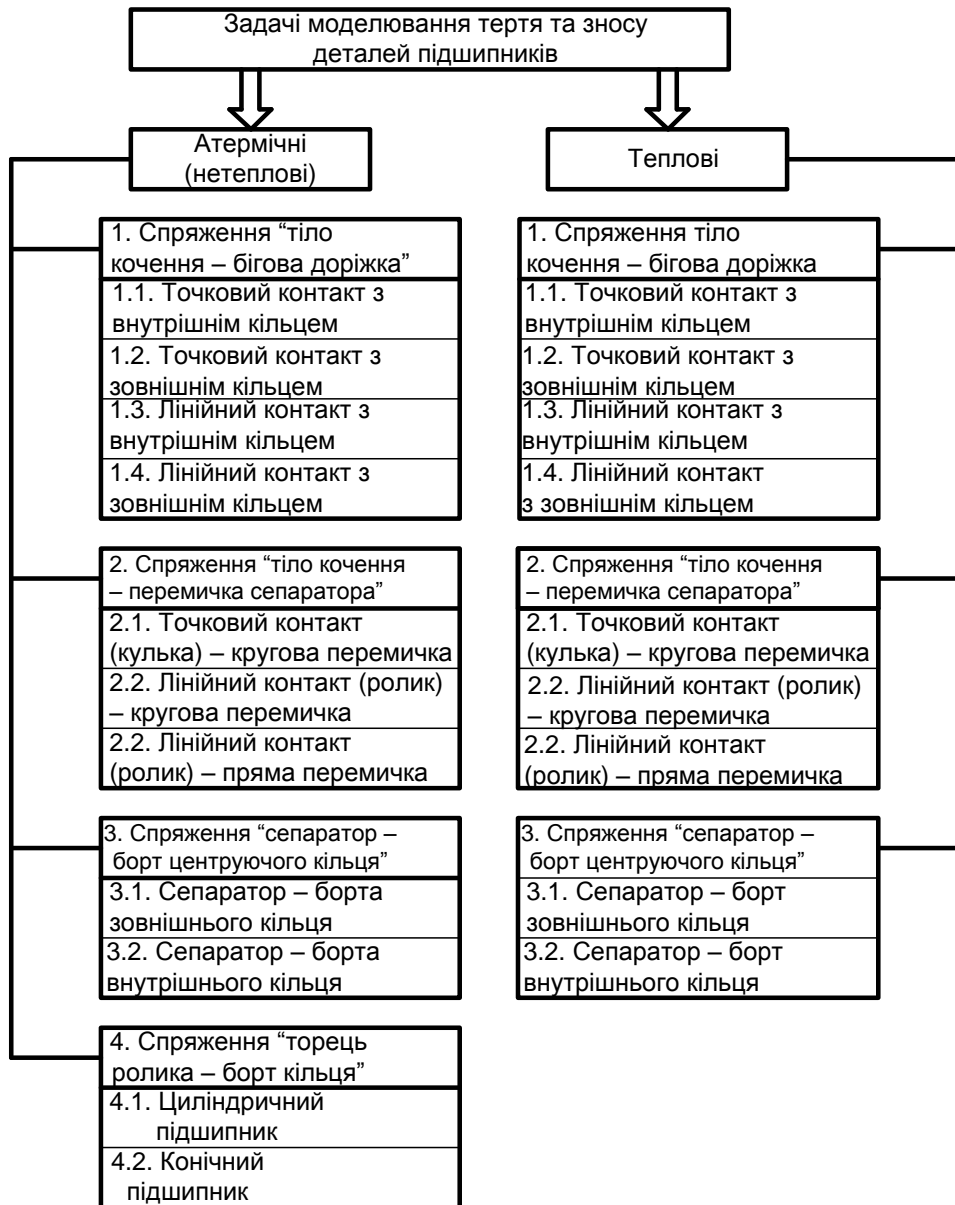


Рис. 12.13. Типи і види задач моделювання тертя та зносу деталей підшипників кочення

Застосовуючи метод факторного планування експерименту, отримують критеріальне рівняння регресії:

$$\pi_1 = b_0 + \sum_{i=2}^{m-k} b_i \pi_i + \sum_{i,j}^{m-k} b_{ij} \pi_i \pi_j + \sum_{i=2}^{m-k} b_{ij} \pi_i^2 + \dots, \quad (12.20)$$

$$\text{де } b_i = \frac{\partial \phi}{\partial \pi_i}; b_{ij} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial \pi_i \partial \pi_j}; b_{ii} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial \pi_i^2}.$$

На основі аналізу робіт з тертя та зносу деталей машин запропоновано загальні функціональні залежності характерних параметрів – коефіцієнта тертя f та інтенсивності зносу I деталей підшипників кочення в умовах їх граничного тертя:

$$f = \varphi(P, V, k_v, \theta, \sigma_\theta, S_H, E, HB, A_{y\text{сер}}, Q, c, \lambda), \quad (12.21)$$

$$I = \psi(P, V, k_v, \theta, \sigma_\theta, S_H, E, HB, A_{y\text{сер}}, Q, c, \lambda, T). \quad (12.22)$$

Фактори впливу та їх розмірності наведено в табл. 12.1.

Таблиця 12.1.

Фактор впливу	Розмірність у системі	
	CI	$MLT\theta$
P – тиск у контактi	Н/м ²	$M^1 L^{-1} T^2 \theta^0$
$V(V^*)$ – відносна швидкість кочення (ковзання)	м/с	$M^0 L^1 T^{-1} \theta^0$
K_v – коефіцієнт частки ковзання при коченні	–	–
S_H – площа контакту	м ²	$M^0 L^2 T^0 \theta^0$
E – модуль пружності	Н/м ²	$M^1 L^{-1} T^2 \theta^0$
HB – твердість	Н/м ²	$M^1 L^{-1} T^2 \theta^0$
$A_{y\text{сер}}$ – триботехнічна характеристика мастила	Дж/м ³	$M^1 L^{-1} T^2 \theta^0$
Q – витрата мастила	кг/с	$M^1 L^0 T^{-1} \theta^0$
λ – коефіцієнт теплопровідності	Вт/(м·град.)	$M^1 L^1 T^{-3} \theta^{-1}$
c – коефіцієнт теплоємності	Дж/(кг·град.)	$M^0 L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
T – тривалість тертя	с	$M^0 L^0 T^1 \theta^0$
Q – температурний спалах	град.	$M^0 L^0 T^0 \theta^1$
σ_θ – теплова складова контактного напруження	Н/м ²	$M^1 L^{-1} T^2 \theta^0$

h – ширина канавок для поліпшення змащування на кільцях сепаратора	м	$M^0 L^1 T^0 \theta^0$
f – коефіцієнт тертя	–	–
I – інтенсивність зносу	$\Gamma/(\text{см}^2 \cdot \text{км})$	$M^1 L^{-3} T^0 \theta^0$
m – число канавок на кільцях сепаратора	–	–

Нижче розглядаються постановки задач моделювання теплових явищ тертя та зносу трьох видів спряжень деталей швидкісних підшипників кочення та визначення їх критеріальних рівнянь регресії. У цих задачах моделювання тертя та зносу деталей підшипників відбувається на деталях з однаковими фізико-механічними характеристиками матеріалів та однаковою мікрогеометрією поверхонь тертя.

Задача 1. Моделювання тертя та зносу спряження

тіло кочення – бігова доріжка кільця

Дано: загальні функціональні залежності для коефіцієнта тертя та інтенсивності зносу дослідного спряження:

$$f_1 = \varphi_1(P_1, V_1, k_{V1}, \theta_1, \sigma_{\theta 1}, S_{H1}, E_1, HB_1, A_{ycep1}, Q_1, c_1, \lambda_1) \quad (12.23)$$

$$I_1 = \psi_1(P_1, V_1, k_{V1}, \theta_1, \sigma_{\theta 1}, S_{H1}, E_1, HB_1, A_{ycep1}, Q_1, c_1, \lambda_1, T_1) \quad (12.24)$$

$$\text{Треба визначити:} \quad \pi_{f1} = \phi_1(\pi_i), \pi_{I1} = \phi_1'(\pi_{i+1}). \quad (12.25)$$

Розв'язання. Якщо прийняти як базисні (первинні) змінні P, V, θ, Q , то їх базисний визначник, складений зі степеней їх розмірностей, має вигляд

$$\begin{array}{c|cccc|} & M & L & T & \theta & \\ \hline P & 1 & -1 & -2 & 0 & | \\ D_0 = V & 0 & 1 & -1 & 0 & | = -2, \\ \theta & 0 & 0 & 0 & 1 & | \\ Q & 1 & 0 & -1 & 0 & | \end{array}$$

що свідчить про їх незалежність.

Для визначення форми запису критеріїв подібності необхідно отримати значення таких визначників:

- напруження в контакті

M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ					
σ_θ	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0	
V	0	1	-1	0	=-2;	σ_θ	1	-1	-2	0	=0;	V	0	1	-1	0	=0;	V	0	1	-1	0	=0;
θ	0	0	0	1		θ	0	0	0	1		σ_θ	1	-1	-2	0		θ	0	0	0	1	
Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		σ_θ	1	-1	-2	0	

• площини контакту

M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ						
S_H	0	2	0	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		
V	0	1	-1	0		$=2; S_H$	0	2	0	0		$=-2; V$	0	1	-1	0		$=0; V$	0	1	-1	0		$=-2;$
θ	0	0	0	1		θ	0	0	0	1		S_H	0	2	0	0		θ	0	0	0	1		
Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		S_H	0	2	0	0		

• коефіцієнта теплопровідності

M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ									
λ	1	1	-3	-1		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0					
V	0	1	-1	0		$=-1$;	λ	1	1	-3	-1		$=-3$;	V	0	1	-1	0		$=2$;	V	0	1	-1	0		$=-1$;
θ	0	0	0	1		θ	0	0	0	1		λ	1	1	-3	-1		θ	0	0	0	1					
Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		λ	1	1	-3	-1					

• коефіцієнта теплоємності

M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ									
C	0	2	-2	-1		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0					
V	0	1	-1	0		$=0$;	C	0	2	-2	-1		$=-4$;	V	0	1	-1	0		$=2$;	V	0	1	-1	0		$=0$;
θ	0	0	0	1		θ	0	0	0	1		C	0	2	-2	-1		θ	0	0	0	1					
Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		C	0	2	-2	-1					

• властивостей мастила

M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ		M	L	T	θ									
A_y	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0		P	1	-1	-2	0					
V	0	1	-1	0		$=-2$;	A_y	1	-1	-2	0		$=0$;	V	0	1	-1	0		$=0$;	V	0	1	-1	0		$=0$;
θ	0	0	0	1		θ	0	0	0	1		A_y	1	-1	-2	0		θ	0	0	0	1					
Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		Q	1	0	-1	0		A_y	1	-1	-2	0					

• тривалості тертя

$$\begin{array}{cccc|cccc|cccc|cccc}
M & L & T & \theta & M & L & T & \theta & M & L & T & \theta & M & L & T & \theta \\
T & | & 0 & 0 & 1 & 0 & | & P & | & 1 & -1 & -2 & 0 & | & P & | & 1 & -1 & -2 & 0 & | \\
V & | & 0 & 1 & -1 & 0 & | & =1; T & | & 0 & 0 & 1 & 0 & | & =1; V & | & 0 & 1 & -1 & 0 & | & =0; \\
\theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | & \theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | & T & | & 0 & 0 & 1 & 0 & | & \theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | \\
Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & T & | & 0 & 0 & 1 & 0 & |
\end{array}$$

• інтенсивності зносу

$$\begin{array}{cccc|cccc|cccc|cccc}
M & L & T & \theta & M & L & T & \theta & M & L & T & \theta & M & L & T & \theta \\
I & | & 1 & -3 & 0 & 0 & | & P & | & 1 & -1 & -2 & 0 & | & P & | & 1 & -1 & -2 & 0 & | \\
V & | & 0 & 1 & -1 & 0 & | & =-2; I & | & 1 & -3 & 0 & 0 & | & =4; V & | & 0 & 1 & -1 & 0 & | & =0; \\
\theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | & \theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | & I & | & 1 & -3 & 0 & 0 & | & \theta & | & 0 & 0 & 0 & 1 & | \\
Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & Q & | & 1 & 0 & -1 & 0 & | & I & | & 1 & -3 & 0 & 0 & |
\end{array}$$

Об'єднуючи базисні змінні з рештою змінних факторів за правилами запису формул критеріїв подібності, отримують: критерій напружень у контакті

$$\pi_{\sigma_\theta} = \frac{\sigma_\theta}{P}; \text{ критерій площини контакту } \pi_{S_H} = \frac{S_H \cdot P}{V \cdot Q}; \text{ критерій коефіцієнта теплоп-}$$

$$\text{ровідності } \pi_\lambda = \frac{\lambda \cdot \theta}{\sqrt{P \cdot Q \cdot V^3}}; \text{ критерій коефіцієнта теплоємності } \pi_c = \frac{C \cdot \theta}{V^2}; \text{ критерій}$$

$$\text{властивостей мастила } \pi_{A_y} = \frac{A_y}{P}; \text{ критерій тривалості тертя } \pi_T = \frac{T \sqrt{PV}}{\sqrt{Q}}; \text{ критерій}$$

$$\text{інтенсивності зносу } \pi_I = \frac{IV^2}{P}.$$

На основі другої теореми подібності залежність між критеріями та комплексами подається у вигляді

$$\pi_{1f} = \bar{\varphi}_1(\pi_{1k}; \pi_{1\sigma}; \pi_{1S}; \pi_{1\lambda}; \pi_{1C}; \pi_{1A}), \quad (12.26)$$

$$\pi_{1I} = \bar{\psi}_1(\pi_{1k}; \pi_{1\sigma}; \pi_{1S}; \pi_{1\lambda}; \pi_{1C}; \pi_{1A}; \pi_{1T}). \quad (12.27)$$

Вводячи позначення

$$\pi_{11} = \pi_{1k}; \pi_{12} = \pi_{1A} / \pi_{1\sigma} = \frac{A_y}{P} \frac{P}{\sigma_\theta} = \frac{A_y}{\sigma_\theta};$$

$$\pi_{13} = \pi_{1S} \pi_{1\lambda} / \pi_{1C} = \frac{SP}{VQ} \frac{\lambda \theta}{\sqrt{PQV^3}} \frac{V^2}{C\theta} = \frac{S\lambda\sqrt{P}}{C\sqrt{VQ^3}}; \pi_{14} = \pi_{1T},$$

отримуємо критеріальні рівняння:

$$\pi_{1f} = \bar{\varphi}_1(\pi_{11}; \pi_{12}; \pi_{13}), \quad (12.28)$$

$$\pi_{1I} = \bar{\psi}_1(\pi_{11}; \pi_{12}; \pi_{13}; \pi_{14}), \quad (12.29)$$

та рівняння регресії:

$$\begin{aligned} \pi_{1f} = & (b_0)_1 + (b_1)_1 \pi_{11} + (b_2)_1 \pi_{12} + (b_3)_1 \pi_{13} + (b_{12})_1 \pi_{11} \pi_{12} + \\ & + (b_{13})_1 \pi_{11} \pi_{13} + (b_{23})_1 \pi_{12} \pi_{13} + (b_{123})_1 \pi_{11} \pi_{12} \pi_{13}. \end{aligned} \quad (12.30)$$

$$\begin{aligned} \pi_{1I} = & (a_0)_1 + (a_1)_1 \pi_{11} + (a_2)_1 \pi_{12} + (a_3)_1 \pi_{13} + (a_4)_1 \pi_{14} + \\ & + (a_{12})_1 \pi_{11} \pi_{12} + (a_{13})_1 \pi_{11} \pi_{13} + (a_{14})_1 \pi_{11} \pi_{14} + (a_{23})_1 \pi_{12} \pi_{13} + \\ & + (a_{24})_1 \pi_{12} \pi_{14} + (a_{34})_1 \pi_{13} \pi_{14} + (a_{123})_1 \pi_{11} \pi_{12} \pi_{13} + (a_{234})_1 \pi_{12} \pi_{13} \pi_{14} + \\ & + (a_{134})_1 \pi_{11} \pi_{13} \pi_{14} + (a_{124})_1 \pi_{11} \pi_{12} \pi_{14} + (a_{1234})_1 \pi_{11} \pi_{12} \pi_{13} \pi_{14}. \end{aligned} \quad (12.31)$$

Задачі 2 і 3. Моделювання тертя та зносу спряження “сепаратор – борт центруючого кільця” і моделювання тертя та зносу спряження “перемичка сепаратора – тіло кочення”

Ці задачі об’єднані через їх схожість за двома ознаками. По-перше, в контактні кільця сепаратора з бортами базуючого кільця підшипника та перемичок сепаратора з тілами кочення спостерігається тертя ковзання. По-друге, зменшення тертя ковзання елементів сепаратора з деталями підшипника досягається підвищенням мастилоємності поверхонь тертя перемичок та кільць. Отже, *початкові дані* для коефіцієнта тертя та інтенсивності зносу дослідних спряжень у присутності однакового мастила з урахуванням (12.21), (12.22) мають вигляд:

$$f_2 = \varphi_2(P_2, V_2^*, h_2, m_2, \theta_2, \sigma_{\theta_2}, S_{H2}, \lambda_2, c_2, Q_2), \quad (12.32)$$

$$f_3 = \varphi_3(P_3, V_3^*, h_3, m_3, \theta_3, \sigma_{\theta_3}, S_{H23}, \lambda_3, c_3, Q_3), \quad (12.33)$$

$$I_2 = \psi_2(P_2, V_2^*, h_2, m_2, \theta_2, \sigma_{\theta_2}, S_{H2}, \lambda_2, c_2, Q_2, T_2), \quad (12.34)$$

$$I_3 = \varphi_3(P_3, V_3^*, h_3, m_3, \theta_3, \sigma_{\theta_3}, S_{H23}, \lambda_3, c_3, Q_3, T_3), \quad (12.34)$$

де f_2, f_3 – відповідно коефіцієнти тертя кільць сепаратора з базуючим кільцем підшипника та перемичок сепаратора з тілами кочення; I_2, I_3 – відповідно інтенсивність зносу кільць сепаратора з базуючим кільцем підшипника та перемичок сепаратора з тілами кочення.

Треба визначити:

$$\begin{aligned}\pi_{f_2} &= \Phi_2(\pi_i); \pi_{f_3} = \Phi_3(\pi_i); \\ \pi_{I_2} &= \Phi'_2(\pi_{i+1}); \pi_{I_3} = \Phi'_3(\pi_{i+1});\end{aligned}\quad (12.35)$$

Розв'язання. Базисні визначники для початкових змінних задачі 1 і задач 2 та 3 збігаються. Визначники для напруження в контактї, площини контакту, коефіцієнта теплопровідності, тривалості тертя та інтенсивності зносу будуть такими самими, як відповідні визначники у задачі 1. Отже, для задач 2 і 3 потрібно підрахувати визначники для ширини h_2, h_3 мастилоутримуючих канавок на поверхнях тертя кілець та перемичок відповідно, які приймаються однаковими ($h_2 = h_3 = h$). Визначники ширини h канавок мікрорельєфу такі

M	L	T	θ	M	L	T	θ	M	L	T	θ	M	L	T	θ			
h	$ $	0	1	0	0	P	$ $	1	-1	-2	0	P	$ $	1	-1	-2	0	
V^*	$ $	0	1	-1	0	$=1$	h	$ $	0	1	0	$=-1$	V^*	$ $	0	1	-1	0
θ	$ $	0	0	0	1	θ	$ $	0	0	0	1	h	$ $	0	1	0	0	
Q	$ $	1	0	-1	0	Q	$ $	1	0	-1	0	Q	$ $	1	0	-1	0	

Об'єднавши змінні за правилами запису формул критеріїв подібності, отримують: критерій напружень у контактї $\pi_{\sigma_\theta} = \frac{\sigma_\theta}{P}$; критерій площини контакту $\pi_{S_H} = \frac{S_H P}{V^* Q}$; критерій коефіцієнта теплопровідності $\pi_\lambda = \frac{\lambda \theta}{\sqrt{P Q V^{*3}}}$; критерій коефіцієнта теплоємності $\pi_C = \frac{C \theta}{V^{*2}}$; критерій ширини канавок мікрорельєфу $\pi_h = \frac{h \sqrt{P}}{\sqrt{V^*}}$; критерій тривалості тертя: $\pi_T = \frac{T \sqrt{P V^*}}{\sqrt{Q}}$; критерій інтенсивності зносу $\pi_I = \frac{I V^{*2}}{P}$.

На основі π -теорема подібності залежності між критеріями та комплексами подаються у вигляді

$$\pi_{2f} = \bar{\varphi}_2(\pi_{2m}, \pi_{2h}, \pi_{2\sigma}, \pi_{2s}, \pi_{2\lambda}, \pi_{2C}); \quad (12.36)$$

$$\pi_{3f} = \bar{\varphi}_3(\pi_{3m}, \pi_{3h}, \pi_{3\sigma}, \pi_{3s}, \pi_{3\lambda}, \pi_{3C}); \quad (12.37)$$

$$\pi_{2I} = \bar{\psi}_2(\pi_{2m}, \pi_{2h}, \pi_{2\sigma}, \pi_{2s}, \pi_{2\lambda}, \pi_{2C}, \pi_{2T}); \quad (12.38)$$

$$\pi_{3I} = \bar{\psi}_3(\pi_{3m}, \pi_{3h}, \pi_{3\sigma}, \pi_{3s}, \pi_{3\lambda}, \pi_{3C}, \pi_{3T}). \quad (12.39)$$

Вводячи позначення

$$\begin{aligned} \pi_{21} = \pi_{2m}; \pi_{31} = \pi_{3m}; \pi_{22} = \pi_{2\sigma}\pi_{2s} = \frac{\sigma_{\theta}S_H}{V^*Q}; \pi_{32} = \pi_{3\sigma}\pi_{3s} = \frac{\sigma_{\theta}S_H}{V^*Q}; \\ \pi_{23} = \frac{\pi_{2\lambda}\pi_{2h}}{\pi_{2C}} = \frac{\lambda h}{C\sqrt{Q}}; \pi_{33} = \frac{\pi_{3\lambda}\pi_{3h}}{\pi_{3C}} = \frac{\lambda h}{C\sqrt{Q}}; \pi_{24} = \pi_{2T}; \pi_{34} = \pi_{3T}, \end{aligned}$$

отримуємо критеріальні рівняння:

$$\pi_{2f} = \bar{\varphi}_2(\pi_{21}; \pi_{22}; \pi_{23}), \quad (12.40)$$

$$\pi_{3f} = \bar{\varphi}_3(\pi_{31}; \pi_{32}; \pi_{33}), \quad (12.41)$$

$$\pi_{2I} = \bar{\psi}_2(\pi_{21}; \pi_{22}; \pi_{23}; \pi_{24}), \quad (12.42)$$

$$\pi_{3I} = \bar{\psi}_3(\pi_{31}; \pi_{32}; \pi_{33}; \pi_{34}), \quad (12.43)$$

та рівняння регресії:

$$\begin{aligned} \pi_{2f} = (b_0)_2 + (b_1)_2 \pi_{21} + (b_2)_2 \pi_{22} + (b_3)_2 \pi_{23} + (b_{12})_2 \pi_{21} \pi_{22} + \\ + (b_{13})_2 \pi_{21} \pi_{23} + (b_{23})_2 \pi_{22} \pi_{23} + (b_{123})_2 \pi_{21} \pi_{22} \pi_{23}. \end{aligned} \quad (12.44)$$

$$\begin{aligned} \pi_{3f} = (b_0)_3 + (b_1)_3 \pi_{31} + (b_2)_3 \pi_{32} + (b_3)_3 \pi_{33} + (b_{12})_3 \pi_{31} \pi_{32} + \\ + (b_{13})_3 \pi_{31} \pi_{33} + (b_{23})_3 \pi_{32} \pi_{33} + (b_{123})_3 \pi_{31} \pi_{32} \pi_{33}. \end{aligned} \quad (12.45)$$

$$\begin{aligned} \pi_{2I} = (a_0)_2 + (a_1)_2 \pi_{21} + (a_2)_2 \pi_{22} + (a_3)_2 \pi_{23} + (a_4)_2 \pi_{24} + \\ + (a_{12})_2 \pi_{21} \pi_{22} + (a_{13})_2 \pi_{21} \pi_{23} + (a_{14})_2 \pi_{21} \pi_{24} + (a_{23})_2 \pi_{22} \pi_{23} + \\ + (a_{24})_2 \pi_{22} \pi_{24} + (a_{34})_2 \pi_{23} \pi_{24} + (a_{123})_2 \pi_{21} \pi_{22} \pi_{23} + (a_{234})_2 \pi_{22} \pi_{23} \pi_{24} + \\ + (a_{134})_2 \pi_{21} \pi_{23} \pi_{24} + (a_{124})_2 \pi_{21} \pi_{22} \pi_{24} + (a_{1234})_2 \pi_{21} \pi_{22} \pi_{23} \pi_{24}. \end{aligned} \quad (12.46)$$

$$\begin{aligned} \pi_{3I} = (a_0)_3 + (a_1)_3 \pi_{31} + (a_2)_3 \pi_{32} + (a_3)_3 \pi_{33} + (a_4)_3 \pi_{34} + \\ + (a_{12})_3 \pi_{31} \pi_{32} + (a_{13})_3 \pi_{31} \pi_{33} + (a_{14})_3 \pi_{31} \pi_{34} + (a_{23})_3 \pi_{32} \pi_{33} + \\ + (a_{24})_3 \pi_{32} \pi_{34} + (a_{34})_3 \pi_{33} \pi_{34} + (a_{123})_3 \pi_{31} \pi_{32} \pi_{33} + (a_{234})_3 \pi_{32} \pi_{33} \pi_{34} + \\ + (a_{134})_3 \pi_{31} \pi_{33} \pi_{34} + (a_{124})_3 \pi_{31} \pi_{32} \pi_{34} + (a_{1234})_3 \pi_{31} \pi_{32} \pi_{33} \pi_{34}. \end{aligned} \quad (12.47)$$

Таким чином, сформульовано постановки задач моделювання теплових явищ граничного тертя трьох видів спряжень деталей підшипників; визначено критерії: напружень у контакті, коефіцієнта теплоємності, властивостей мастила, ширини канавок мікрорельєфу поверхонь тертя сепаратора, кількості кана-

вок мікрорельєфу, тривалості тертя, інтенсивності зносу; отримано критеріальні рівняння та рівняння регресії задач моделювання теплових явищ граничного тертя трьох дослідних видів спряжень деталей швидкісних підшипників кочення.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які існують види мікровідхилень поверхонь деталей?
2. Які профілі жолобів використовують для кулькових підшипників?
3. Які твірні поверхні кочення мають циліндричні ролики?
4. Який профіль має торець ролика циліндричних підшипників колісних пар вагонів після тривалої експлуатації?
5. В чому полягає сутність загального підходу до забезпечення потрібного ресурсу підшипників?
6. Які основні завдання із забезпечення зносостійкості спряження “торець ролика – борт кільця”?
7. Які основні завдання із забезпечення зносостійкості спряження “сепаратор – базуюче кільце”?

ГЛАВА 13

СПОСОБИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ СПРЯЖЕНЬ ДЕТАЛЕЙ І ПІДШИПНИКІВ

13.1. СПОСОБИ ВИПРОБУВАННЯ ТРИБОСПРЯЖЕНЬ

Відомим є спосіб-аналог випробування підшипників кочення на знос, при якому підшипник установлюють у випробувальну машину, задають швидкість обертання, навантажують і слідкують за його вібрацією та температурою. Однак описаний спосіб випробувань виявляє лише втомні пошкодження доріжок кочення кілець і робочих поверхонь тіл кочення.

Поширеним є також спосіб-прототип випробування підшипників кочення на знос, при якому одному з кілець підшипника задають обертання, прикладають до кільця навантаження вібраційні та статичні, причому статичні наванта-

ження діють так, як у реальних умовах експлуатації, і вимірюють знос контактних поверхонь. Проте цей спосіб, по-перше, не дає можливості швидко оцінити знос трибоспряження “кільце – тіло кочення” без впливу сепаратора та решти тіл кочення підшипника, і, по-друге, не дозволяє моделювати різні режими кінематики трибоспряження “кільце – тіло кочення”, а саме: кочення, кочення з проковзуванням, ковзання, що спричиняють появу втомних та абразивних пошкоджень, а також задирок.

Отже, постає задача: оперативно, в найкоротший термін отримати достовірну інформацію про тертя трибоспряження “кільце – тіло кочення” з різними режимами кінематики в мастильному середовищі, що поліпшується антифрикційними домішками та присадками, без впливу конструкції сепаратора та решти тіл кочення підшипника. Задача розв’язується за рахунок того, що підшипник розбирають, залишаючи одне кільце, яке обертається, й одне тіло кочення, до якого прикладають радіальне навантаження через силовий технологічний підшипник, колове переміщення тіла кочення знизу обмежують опорним технологічним підшипником, а зверху – гальмівним елементом.

На рис. 13.1 показана схема випробування трибоспряження “кільце – тіло кочення” підшипника на знос. Схема містить кільце 1, тіло кочення 2, силовий технологічний підшипник 3, опорний технологічний підшипник 4, гальмівний елемент 5.

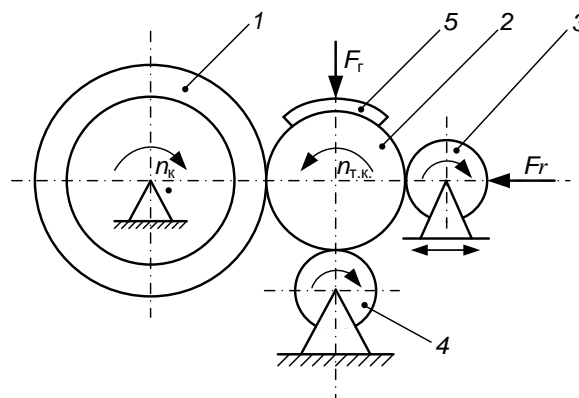


Рис. 13.1. Схема випробування трибоспряження “кільце – тіло кочення”

Спосіб реалізується наступним чином. Підшипник розбирають, залишаючи кільце 1, яке обертається від привода (на рис. 13.1 не показано) з частотою n_k , через силовий технологічний підшипник 3 навантажують радіальною силою F_r спряження “кільце 1 – тіло кочення 2”, і тіло кочення 2 за відсутності гальмівної сили F_r через колодку починає обертання з частотою $n_{т.к.}$ так, що реалізується режим кочення. З появою незначної сили F_r елемент 5 загальмовує обертання тіла 2, і тоді реалізується режим кочення з проковзуванням, а при збільшенні сили F_r обертання тіла кочення 2 може взагалі припинитися, і тоді в контакті “кільце 1 – тіло кочення 2” реалізується режим ковзання. Утримання тіла кочення 2 в заданому положенні забезпечується опорним технологічним підшипником 4. Вимірювання зносу трибоспряження “кільце 1 – тіло кочення 2” виконують після завершення випробування.

Переваги способу випробування трибоспряження “кільце – тіло кочення” підшипників на знос полягають в тому, що він дає змогу моделювати різні режими кінематики трибоспряження “кільце – тіло кочення” без впливу решти тіл кочення та сепаратора, а саме: режими кочення, кочення з проковзуванням, ковзання – за рахунок включення в роботу гальмівного елемента.

Згаданий спосіб-прототип випробування підшипників кочення на знос не дає також можливості, по-перше, швидко оцінити знос трибоспряження “торець ролика – борт кільця” без впливу конструкції сепаратора та решти роликів підшипника, і, по-друге, виконати обґрунтований та оперативний вибір найкращих антифрикційних та протизадиркових домішок і присадок до мастила для забезпечення потрібного ресурсу трибоспряження “торець ролика – борт кільця” роликотілопідшипників.

Отже, постає задача: оперативно отримати достовірну інформацію про тертя трибоспряження “торець ролика – борт кільця” без впливу конструкції сепаратора та решти роликів підшипника, а також здійснити обґрунтований та оперативний вибір найкращих антифрикційних та протизадиркових домішок і присадок до мастила для забезпечення потрібного ресурсу трибоспряження “торець ролика – борт кільця”. Задача розв’язується у такий спосіб: підшипник

розбирають, залишаючи один ролик, що обертається, вирізають з будь-якого кільця два фрагменти борта, що мають довжину не більшу від діаметра ролика, і до спряження “торець ролика – вирізані фрагменти борта”, які закріплені у фіксаторі, через силовий технологічний підшипник прикладають радіальне навантаження, а колове переміщення фіксатора обмежують пружним елементом.

На рис. 13.2 подано схему випробування трибоспряження “торець ролика – борт кільця” роликопідшипника на знос. Схема містить ролик 1, який обертається від привода (на рис. 13.2 не показано), два фрагменти 2, 3 борта, що закріплені у фіксаторі 4, пружний елемент 5, силовий технологічний підшипник 6.

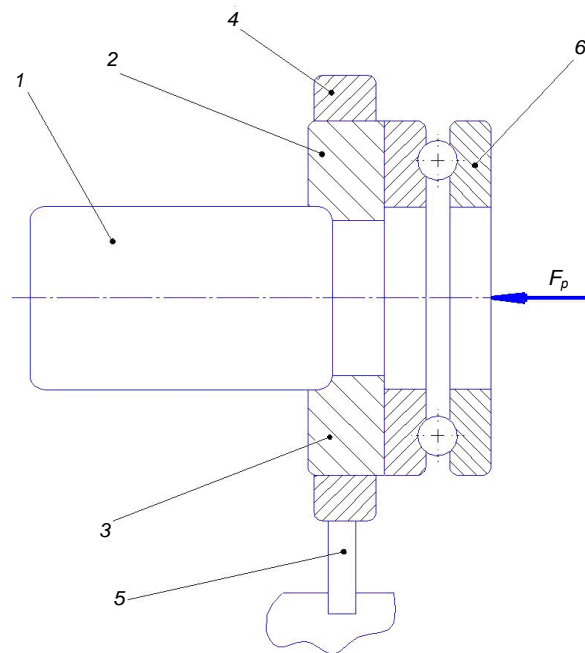


Рис. 13.2. Схема випробування трибоспряження “торець ролика – борт кільця”

Спосіб реалізується наступним чином. Підшипник розбирають, залишаючи один ролик 1, який обертається, вирізають два фрагменти 2, 3 борта будь-якого кільця і до спряження “торець ролика 1 – вирізані фрагменти 2, 3 борта”, що закріплені у фіксаторі 4, через силовий технологічний підшипник 6 прикладають радіальне навантаження, а колове переміщення фіксатора обмежують пружним елементом 5. Вимірювання зносу трибоспряження “торець ролика 1 –

вирізани фрагменти 2, 3 борта кільця” проводять після завершення випробування. Переваги способу випробування трибоспряження “торець ролика – борт кільця” роликотидшипників на знос полягають у тому, що він дозволяє оперативно отримати достовірну інформацію про тертя трибоспряження “торець ролика – борт кільця” без впливу конструкції сепаратора та решти роликів тидшипника, а також виконати обгрунтований та оперативний вибір найкращих антифрикційних та протизадиркових домішок і присадок для забезпечення потрібного ресурсу трибоспряження “торець ролика – борт кільця”.

Описаний спосіб-прототип випробування тидшипників кочення на знос також не дає можливості, по-перше, отримати швидку оцінку зносу трибоспряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” тидшипника без впливу тіл кочення та небазуючого кільця тидшипника, і, по-друге, оперативно вибрати оптимальну мікрогеометрію поверхонь тертя кілець сепаратора для поліпшення спряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” тидшипника.

Таким чином, постає ще одна задача: оперативно, в найкоротший термін одержати достовірну інформацію про тертя трибоспряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” тидшипника без впливу тіл кочення та небазуючого кільця тидшипника, а також виконати оперативний вибір оптимальної мікрогеометрії поверхонь тертя кілець сепаратора для поліпшення змащування спряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” тидшипника. Задача розв’язується у такий спосіб: тидшипник розбирають, залишаючи базуюче кільце і сепаратор, який обертається, до базуючого кільця через силовий технологічний тидшипник прикладають радіальне навантаження, а колове переміщення базуючого кільця обмежують пружним елементом.

На рис. 13.3 подано схему випробування трибоспряження “кільця сепаратора – базуюче (зовнішнє) кільце” тидшипників на знос. Схема містить: базуюче кільце 1, сепаратор 2, силовий технологічний тидшипник 3, пружний елемент 4.

Спосіб реалізується наступним чином. Тидшипник розбирають, залишаючи базуюче кільце 1 і сепаратор 2, який обертається від привода (на рис. 13.3 не

показано), через силовий технологічний підшипник 3 до спряження “сепаратор 2 – базуюче кільце 1” прикладають радіальне навантаження, а колове переміщення базуючого кільця 1 обмежують пружним елементом 4. Вимірювання зносу трибоспряження “кільця сепаратора 2 – базуюче кільце 1” підшипника проводять після завершення випробування.

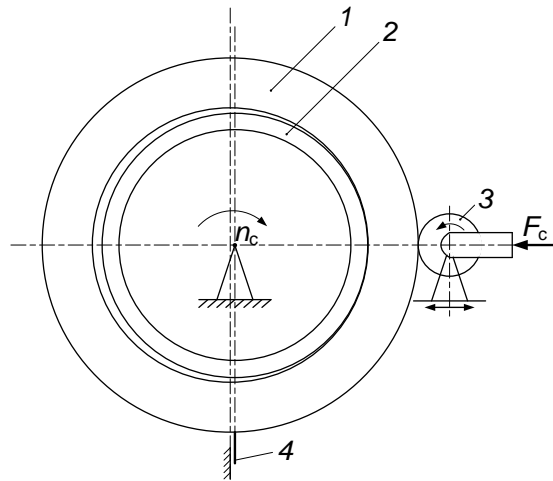


Рис. 13.3. Схема випробування трибоспряження “кільця сепаратора – базуюче (зовнішнє) кільце” підшипників

Переваги способу випробування трибоспряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” підшипників на знос такі: цей спосіб дозволяє отримати в найкоротший термін достовірну інформацію про тертя спряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” підшипника без впливу тіл кочення та небазуючого кільця підшипника, а також виконати оперативний вибір оптимальної мікрогеометрії поверхонь тертя кілець сепаратора з метою поліпшення змащування спряження “кільця сепаратора – базуюче кільце” підшипника.

Спосіб-прототип випробування підшипників кочення на знос, по-перше, не забезпечує отримання швидкої оцінки зносу трибоспряження “тіло кочення – перемичка сепаратора” без впливу конструкції сепаратора і кілець підшипника, і, по-друге, ускладнює і збільшує термін моделювання тертя перемичок різного конструктивного виконання з елементами поліпшення умов змащування та мастилоємності їх робочих поверхонь.

Отже, постає задача: оперативно, в найкоротший термін отримати достовірну інформацію про тертя трибоспряження “тіло кочення – перемичка сепараторів” з різним конструктивним виконанням перемичок (плоскі, круглі, фігурні), з елементами поліпшення умов змащування перемичок (кармани, отвори, канали) та мастилоємності їх робочих поверхонь (частота мікрозаглиблень). Задача вирішується за рахунок того, що підшипник розбирають, залишаючи одне тіло кочення, яке обертається, вирізають із сепаратора одну перемичку і до спряження “тіло кочення – перемичка” через силовий технологічний підшипник прикладають радіальне навантаження, вертикальні та горизонтальне переміщення тіла кочення разом з перемичкою обмежують опорними технологічними підшипниками, а вертикальні переміщення перемички обмежують пружними елементами.

На рис. 13.4 наведена схема випробування на знос трибоспряження “тіло кочення – перемичка” круглої робочої форми, а на рис. 13.5 – схема випробування на знос трибоспряження “тіло кочення – перемичка” плоскої робочої форми. Схеми містять тіло кочення 1, яке обертається, перемичку 2, силовий технологічний підшипник 3, опорні технологічні підшипники 4, 5, 6, пружні елементи 7, 8.

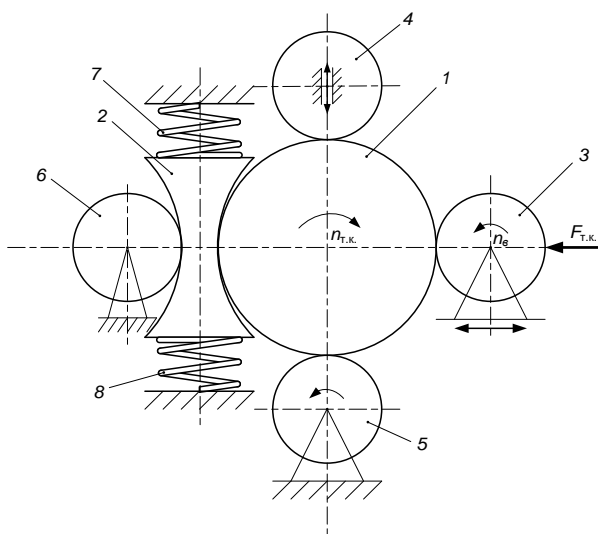


Рис. 13.4. Схема випробування трибоспряження “тіло кочення –

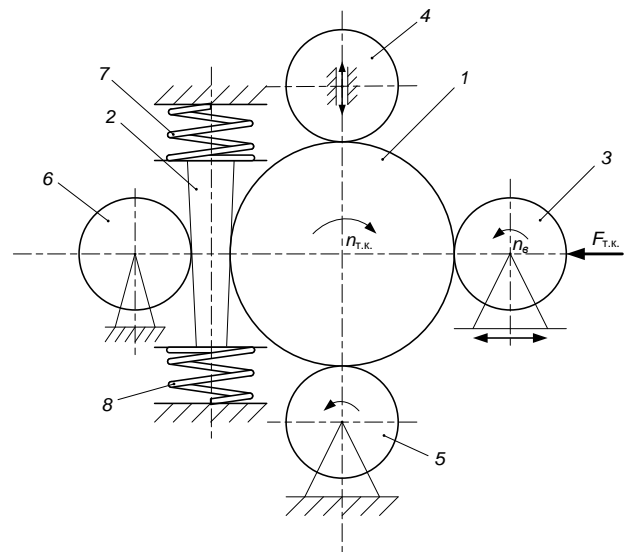


Рис. 13.5. Схема випробування трибоспряження “тіло кочення –

перемичка” кругової форми

перемичка” плоскої форми

Спосіб реалізують наступним чином. Підшипник розбирають, залишаючи одне тіло кочення 1 , яке обертається від привода (на рис. 13.4 та рис. 13.5 не показано), вирізають із сепаратора одну перемичку 2 і до спряження “тіло кочення 1 – перемичка 2 ” через силовий технологічний підшипник 3 прикладають радіальне навантаження. Утримання тіла кочення 1 в заданому положенні забезпечують опорними технологічними підшипниками $4, 5, 6$, а утримання перемички 2 від вертикальних переміщень – пружними елементами $7, 8$. Вимірювання зносу трибоспряження “тіло кочення – перемичка” проводять після завершення випробування.

Переваги способу випробування трибоспряження “тіло кочення – перемичка сепараторів” підшипників на знос полягають у тому, що він дає змогу отримати в найкоротший термін достовірну інформацію про тертя спряження “тіло кочення – перемичка” без впливу конструкції сепаратора та кілець підшипника, швидко вибрати необхідну геометрію карманів, каналів, отворів перемички, що поліпшують умови змащування тіла кочення, а також геометрію мікрозаглиблень робочої поверхні перемички та їх кількість, які збільшують її масилоємність для поліпшення умов змащування тіла кочення.

13.2. ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ТРИБОСПРЯЖЕНЬ

На рис. 13.6 зображена схема пристрою для випробування спряження “сепаратор – борта базуючого зовнішнього кільця” циліндричних роликопідшипників колісних пар вагонів, а на рис. 13.7 – діючий пристрій з обладнанням.

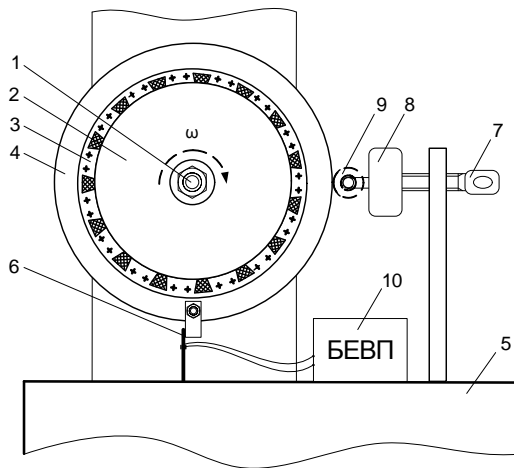


Рис. 13.6. Схема пристрою



Рис. 13.7. Діючий пристрій

Пристрій містить: вал привода 1, утримуючі диски 2, сепаратор 3, зовнішнє кільце 4 підшипника, опору 5, пружний елемент з тензодатчиками 6, гвинтову пару 7, динамометр 8, технологічний підшипник 9, блок електронного вимірювального пристрою 10. Гвинтова пара 7, динамометр 8, технологічний підшипник 9 утворюють вузол навантаження.

Робота пристрою здійснюється у такий спосіб: після навантаження спряження “сепаратор – зовнішнє кільце” підшипника в процесі обертанні вала 1 сепаратор 3 починає обертатися і за рахунок сил тертя захоплює за собою зовнішнє кільце 4 підшипника. Кільце 4 утримується від обертання пружним елементом 6, деформація якого фіксується тензодатчиками, а відповідні сигнали передаються на блок електронного вимірювального пристрою 10.

Запропонований пристрій дозволяє встановити дійсне значення сили тертя в підшипнику кочення, що зумовлене тільки конструкцією сепаратора (без урахування впливу тертя тіл кочення по бігових доріжках кілець і бортах кілець). Це дозволяє з’ясувати вплив конструктивних елементів сепаратора (каналов, заглиблень, отворів), що збільшують його мастилоємність, на тертя деталей підшипника, підвищити зносостійкість поверхонь тертя, знизити теплоутворення, підвищити ресурс роботи змащувального матеріалу і підшипника.

На рис. 13.8, рис. 13.9 показано відповідно схему пристрою та діючий пристрій для випробування спряження “торець ролика – фрагменти борта кільця” циліндричного роликопідшипника колісних пар вагонів.

Пристрій містить: ролик *1* у кріпленні *2*, що може обертатися, зовнішню нерухому частину корпусу *3*, в якому розташована рухома частина корпусу *4*, два фрагменти *5* борта кільця підшипника, пружний елемент *6* з тензодатчиками, термopару *7*, технологічний підшипник *8*, динамометр *9*, гвинтову пару *10*. Динамометр *9* та гвинтова пара *10* утворюють вузол навантаження.

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Після початку обертання ролика *1* навантажується спряження “торець *13* ролика *1* – фрагмент *5* борта кільця” через динамометр *9* та гвинтову пару *10*. Технологічний підшипник *8* зменшує вплив тертя між корпусом *4* та гвинтовою парою *10*, що дає можливість точніше оцінити тертя торця *13* ролика *1* з фрагмента *5* борта зовнішнього кільця підшипника. При цьому через тертя в спряженні “торець *13* ролика *1* – фрагмент *5* борта кільця” починається обертовий рух корпусу *4* в бік обертання ролика *1*. Рух корпусу *4* обмежується пружним елементом *6* з тензодатчиками. Сигнали тензодатчика на пружному елементі *6* показують розмір його деформації і тим самим дають можливість оцінити значення сили тертя в спряженні “торець *13* ролика *1* – фрагмент *5* борта зовнішнього кільця”. Контроль за показниками тензодатчиків здійснюється термopарою *7*.

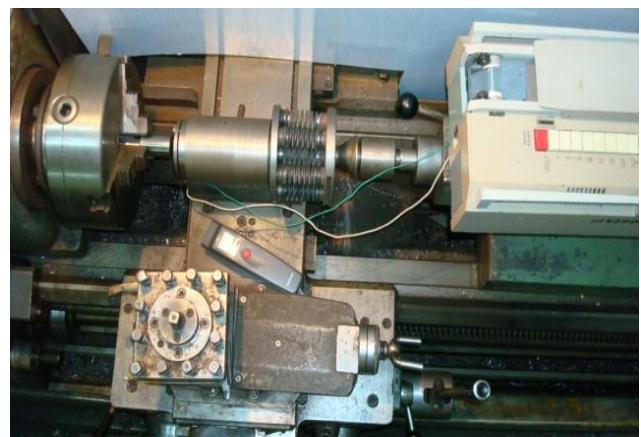
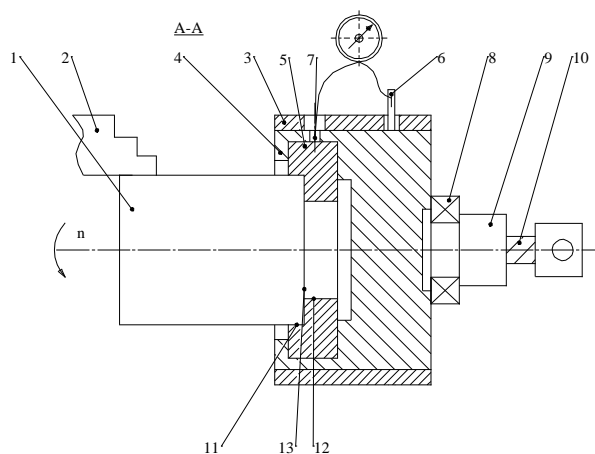


Рис. 13.8. Схема пристрою

Рис. 13.9. Діючий пристрій

Запропонований пристрій дозволяє оперативно перевірити вплив антифрикційних домішок і присадок до мастила підшипника, а також будь-які технологічні чи конструктивні поліпшення поверхонь торця ролика та борта кільця (захисні плівки, антифрикційні і протиспрацьовувальні покриття, зміни в макро- та мікрогеометрії торця ролика та борта кільця) шляхом моделювання роботи спрження “торець ролика – борт кільця”.

13.3. СПОСІБ ТА СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Для експериментального дослідження працездатності великогабаритних ($d > 100$ мм) циліндричних роликотпідшипників з радіальним та осьовим навантаженням застосовується оригінальний стенд, загальний вигляд якого наведений на рис. 13.10.

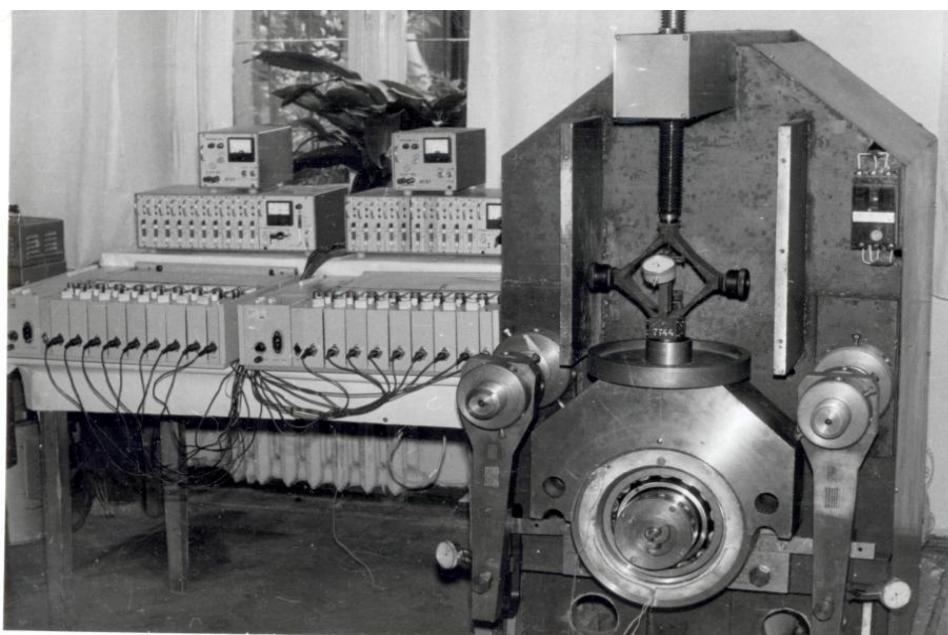


Рис. 13.10. Стенд для дослідження працездатності великогабаритних підшипників кочення

Стенд має електромеханічний привод (електродвигун та клинопасова передача) до двохопрного вала з дослідним підшипником кочення у підшипниковому вузлі. Підшипниковий вузол залежно від конструкції деталей може моделювати умови експлуатації опорних вузлів магістральних залізничних вагонів, вагонів міського залізничного транспорту, електровозів та тепловозів, а також опор валів тягових електродвигунів. Оригінальною конструктивною особливістю стенда є, по-перше, можливість моделювання роботи переважної кількості найвідповідальніших підшипникових вузлів залізничного транспорту і, по-друге, дослідження опору обертання підшипників в умовах будь-якого навантаження (радіального, радіального з осьовим, статичного, динамічного) та частоти обертання.

Стенд дозволяє реалізувати чотири швидкісні режими дослідного підшипника, що еквівалентні руху залізничного потягу зі швидкістю відповідно 20, 33, 42, 56 м/с (200 км/ч). Дослідний підшипник навантажується радіальною силою до 50 кН і осьовою до 30 кН зі значеннями ексцентриситетів їх прикладання, що спостерігаються в умовах експлуатації.

Фізичне моделювання працездатності будь-якого підшипника потребує моделювання умов навантаження, частоти обертання та температури. Для великогабаритних підшипників, що працюють у важких умовах експлуатації (наприклад, значного навантаження: $F_r = 0,1C$; $F_a > 0,2C$; $F_a/F_r > 1,4$), коли внаслідок можливих перекосів кілець відбувається порушення умов змащування деталей, найбільш суттєвим є моделювання умов навантаження і частоти обертання.

При моделюванні умов експлуатації циліндричних роликотпідшипників опор колісних пар залізничних вагонів криві розподілу зовнішнього навантаження по тілах кочення показано на рис. 13.11.

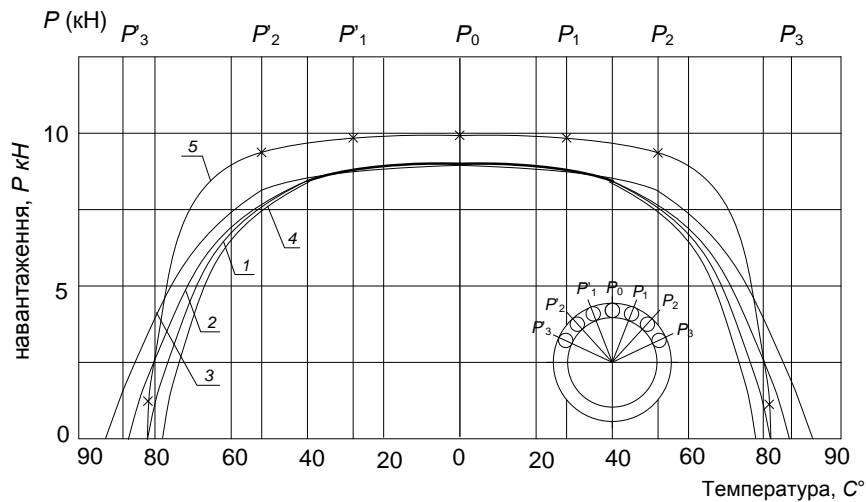


Рис. 13.11. Розподіл радіального навантаження за роликами підшипників типу 2726

Статичний режим навантаження дослідного підшипника дозволяє моделювати, наприклад, рух вагона на шляху, де відсутні значні динамічні ефекти. У цьому випадку зручно визначати характерні закономірності функціонування та відпрацьовувати методику досліджень кінематики і динаміки деталей підшипника. Крім того, такий режим навантаження при відповідному підборі співвідношення радіальної та осьової сил, дає можливість моделювати роботу підшипника для деяких граничних випадків, а саме, для умов перекосів кілець у вертикальній та горизонтальній площинах чи сполучень цих перекосів.

Динамічний режим навантаження дослідного підшипника дозволяє дослідити найбільш несприятливі умови роботи деталей і механізм та ступінь впливу різних експлуатаційних факторів.

Дослідження кінематики і динаміки деталей підшипника пропонується проводити з використання спеціально підготовленого сепаратора. Запропонований сепаратор (рис. 13.12) відрізняється від відомих технологічних рішень конструкцією своїх тензоперетворювачів, вплив яких на кінематику підшипника мінімізований завдяки зберіганню жорсткості кілець та перемичок.

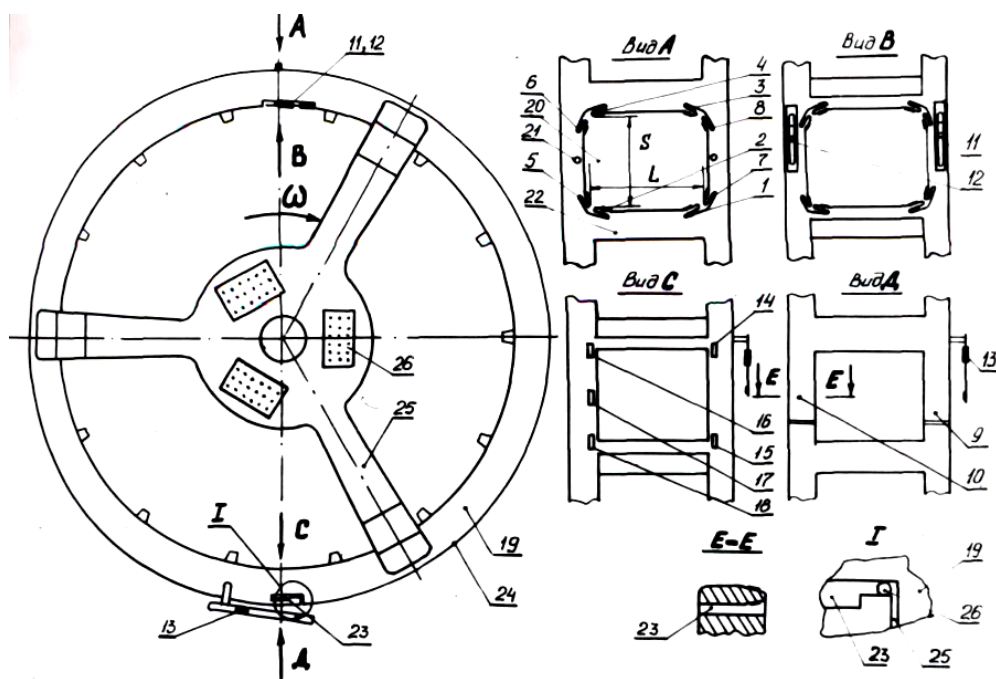


Рис. 13.12. Сепаратор з тензоперетворювачами зусиль у перемичках та кільцях

Схеми навантаження для тарування тензоперетворювачів зусиль у перемичках та кільцях сепаратора подано на рис. 13.13.

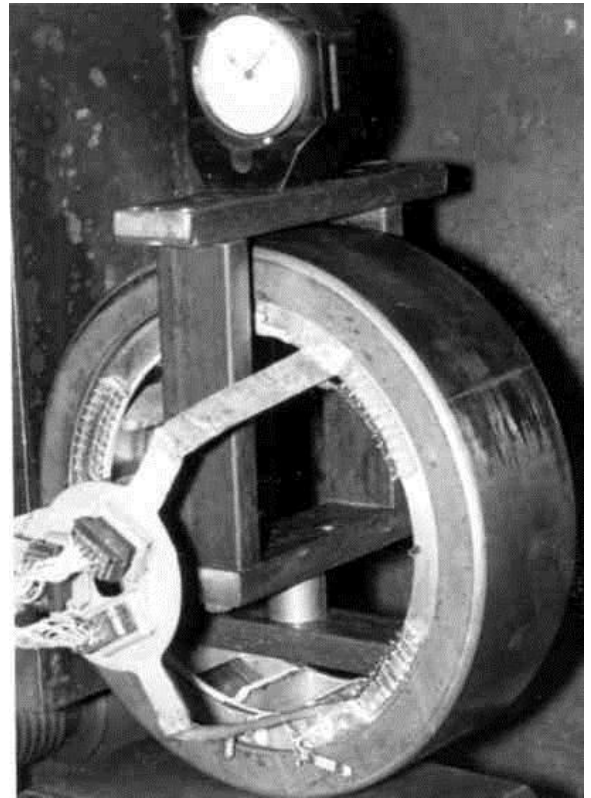
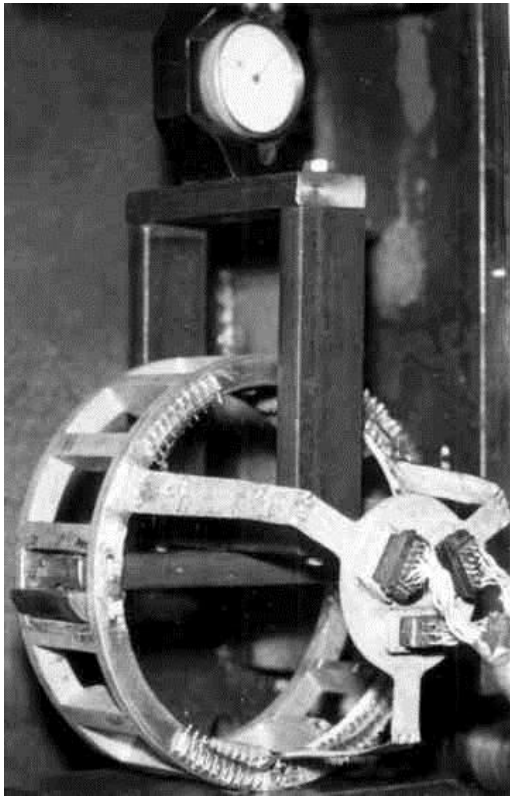


Рис. 13.13. Тарування тензоперетворювачів зусиль у сепараторі

Динамічні процеси взаємодії сепаратора з деталями підшипника в процесі його роботи реєструються за допомогою комплекту посилювача «Топаз» та самописців.

Досліджувати знос деталей підшипників пропонується з використанням способу, особливістю якого є підвищена достовірність результатів випробовувань завдяки наближенню умов випробовувань до умов експлуатації. Для реалізації цього способу одному з кілець дослідного підшипника дають обертання, наприклад внутрішньому, а до зовнішнього кільця прикладають радіальну та осьову сили з тими ексцентриситетами, що мають місце під час експлуатації. Після випробування підшипника вимірюють знос контактних поверхонь деталей.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які способи застосовують при випробуванні трибоспряжень деталей підшипників?
2. В чому характерні відміни запропонованих способів випробування трибоспряжень деталей підшипників?
3. Яке обладнання застосовується для випробування великогабаритних підшипників кочення?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника.- М.: Изд-во МСХА. –2002. –632с.
2. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Выща шк., 1985.- 518 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш.шк., 1991.- 383 с.
4. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988.- 368 с.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин.- Х.: Основа. – 1991. - 276 с.
6. Кудрявцев В.Н. Детали машин. А.: Машиностроение, 1980.- 464 с.
7. Опоры осей и валов машин и приборов. Спицын Н.А. и др.- М.: Машиностроение, 1970.- 520 с.
8. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / Под общ. ред В.Б. Носова. – М.: Машиностроение. –1997. –640с.
9. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.- 496 с

Навчальне видання

ГАЙДАМАКА Анатолій Володимирович

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ. БАЗОВІ ЗНАННЯ ТА НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск проф. В. С. Гапонов
Роботу до видання рекомендував проф. О. М. Шелковий

Редактор Л. А. Копієвська

План 2009 р., поз 12 /

Підп до друку 00. 00. 2009 р. Формат 60×84 1/16. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 10. Обл.-вид. арк.
Наклад 100 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ «ХП». 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21